



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина

**Уральский
энергетический
институт**

**Г. А. ЛОКАЛОВ
В. М. МАРКОВСКИЙ**

ОСЕВЫЕ И ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Учебное пособие

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Г. А. Локалов, В. М. Марковский

ОСЕВЫЕ И ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Учебное пособие

Рекомендовано
методическим советом УрФУ для студентов,
обучающихся по направлению подготовки
13.03.03 — Энергетическое машиностроение

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2016

УДК 621.65-135:621.311.22(075.8)

ББК 31.565я73+31.37я73

Л73

Рецензенты:

С. М. Шанчуров, д-р техн. наук, проф., завкафедрой энергетики УГЛТУ;
Т. Л. Шибяев, канд. техн. наук, зам. главного конструктора по новому проектированию ЗАО «УТЗ».

Научный редактор — проф., д-р техн. наук К. Э. Аронсон

Локалов, Г. А.

Л73 Осевые и центробежные насосы тепловых электрических станций : учебное пособие / Г. А. Локалов, В. М. Марковский. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2016. — 140 с.

ISBN 978-5-7996-1624-3

В пособии рассматриваются принципы действия, энергетические характеристики и конструкции осевых и центробежных насосов, а также их элементов. Представлена классификация насосов и особенности их работы в составе насосных установок и сети. Рассмотрены характерные повреждения элементов насосов, возникающие в процессе эксплуатации. Приведены методики определения гидравлических и геометрических параметров проектируемых насосов и особенности подбора серийных насосов для требуемых условий.

Пособие предназначено для студентов энергетических и энергомашиностроительных специальностей высших учебных заведений, изучающих проектирование и эксплуатацию оборудования ТЭС.

Библиогр.: 11 назв. Рис. 80.

УДК 621.65-135:621.311.22(075.8)

ББК 31.565я73+31.37я73

ISBN 978-5-7996-1624-3

© Уральский федеральный
университет, 2016

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. НАСОСЫ	7
1.1. Общие сведения	7
1.2. Основные технические показатели гидромашин	9
1.3. Характеристики лопастных насосов	12
1.4. Совместная работа насоса и трубопроводной системы.....	14
1.5. Параллельная и последовательная работа насосов.....	17
1.5.1. <i>Параллельная работа насосов с одинаковыми характеристиками</i>	17
1.5.2. <i>Параллельная работа насосов с разными характеристиками</i>	18
1.5.3. <i>Последовательная работа центробежных насосов</i>	19
1.6. Кавитация и допустимая высота всасывания	20
1.7. Подобие лопастных машин. Коэффициент быстроходности	26
2. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ	31
2.1. Классификация осевых насосов	31
2.2. Конструкция и параметры осевых насосов.....	32
2.3. Основные детали осевого насоса	36
2.3.1. <i>Рабочие колеса</i>	36
2.3.2. <i>Приводы механизма разворота лопастей</i>	44
2.3.3. <i>Корпусные части</i>	49
2.3.4. <i>Вал насоса</i>	52
2.3.5. <i>Направляющие подшипники насоса</i>	52
2.3.6. <i>Уплотнения вала насоса</i>	54
2.4. Износ и повреждения элементов осевых насосов	58
2.5. Расчет осевых насосов.....	62
2.5.1. <i>Основные положения расчета осевых насосов</i>	62
2.5.2. <i>Силы взаимодействия профиля плоской решётки с потоком</i>	65
2.5.3. <i>Расчёт лопастного колеса</i>	72
2.5.4. <i>Расчёт направляющего аппарата</i>	76
2.6. Характеристики осевых насосов	78
2.7. Регулирование подачи осевого насоса	81
2.8. Применение осевых насосов на ТЭС.....	83
2.9. Подбор осевых насосов.....	84
3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ.....	86
3.1. Конструкция центробежного насоса.....	86
3.2. Уравнение Эйлера, теоретический и действительный напоры,	86
развиваемые рабочим колесом	86

3.3. Основные детали центробежных насосов.....	94
3.4. Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины.....	97
3.5. Осевое давление и способы его разгрузки.....	100
3.6. Регулирование подачи центробежных насосов	105
3.7. Сводные графики центробежных насосов при различных способах регулирования	116
3.8. Влияние температуры жидкости на конструкцию центробежных насосов.....	119
3.9. Влияние формы лопастей колеса на напор насоса	123
3.10. Теоретические и действительные характеристики насосов.....	128
3.11. Выбор насосов по заданным рабочим параметрам. Приводные двигатели	133
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	139

ВВЕДЕНИЕ

Теплоэнергетика является одним из основных потребителей насосного оборудования. На любой электростанции эксплуатируется большое количество самых разнообразных насосов. Насосное оборудование, работающее в тепловой схеме ТЭС и АЭС, в значительной мере определяет их надежность и эффективность и относится к одному из основных элементов вспомогательного энергетического оборудования.

Насосостроение – одна из развивающихся отраслей машиностроения [5, 8, 9, 11]. Ежегодно промышленность выпускает большое количество новых типов насосов с высокими параметрами, более совершенными конструктивными схемами, изготовленных из более качественных материалов. Постоянно проводится модернизация ранее выпускавшихся насосов.

Насосы и вентиляторы входят в класс гидравлических машин, именуемых нагнетателями.

Нагнетатель – это гидравлическая машина, предназначенная для перемещения жидкостей, газов и сообщения им механической энергии.

По принципу действия нагнетатели подразделяют на лопастные, объемные, струйные и пневматические [8]. Наиболее распространены первые три типа.

Нагнетатели капельных жидкостей называют насосами. Нагнетатели воздуха и других газов называют вентиляторами, воздуходувками или газодувками и компрессорами. Три последних вида машин различаются между собой по величине развиваемого ими перепада давлений. В вентиляторах давление перекачиваемой среды увеличивается не более чем на 0,15 бар, в воздухо- и газодувках – не более чем на 3 бар, а в компрессорах увеличение давления среды составляет от 3 бар и более.

Поскольку перепад давлений перекачиваемой среды в вентиляторе невелик, ее удельный объем до и после него практически не изменяется. Поэтому можно считать, что насосы и вентиляторы перекачивают несжимаемые жидкости. Это позволяет использовать одни и те же теоретические положения при анализе ра-

боты и вентиляторов, и насосов. В дальнейшем изложении оба эти типа машин будут именоваться насосами. Перекачиваемую среду будем называть жидкостью.

Технологические схемы тепловых (ТЭС) и атомных (АЭС) электростанций требуют перемещения большого количества жидкостей, обладающих различными физико-химическими свойствами при различных давлениях и температуре. Перемещение жидкостей осуществляется насосами.

1. НАСОСЫ

1.1. Общие сведения

Насос – это машина, в которой происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее поток [9]. Насосы используются в составе насосного агрегата, состоящего из одного или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой.

Назначением насоса является сообщение жидкости энергии главным образом в виде энергии давления, которая требуется для ее передвижения по трубопроводам. Поэтому насос включается в систему трубопроводов (см. рис. 1.1), соединяющих приемный резервуар 1, откуда забирается жидкость, с напорным резервуаром 8, куда она подается. Если давление на жидкость в обоих резервуарах одинаково и равно атмосферному, то насос создает избыточное по сравнению с атмосферным давление в напорном патрубке и разрежение во всасывающем патрубке.

Устройство, состоящее из насоса, двигателя, соединительной муфты (или вариатора частоты вращения) и измерительных приборов, называется насосным агрегатом или **насосной установкой**.

На практике, особенно в энергетике, встречается большое число различных схем насосных установок с разными типами насосов. Однако гидравлическая часть насосной установки, включающая насосы, подводящий и напорный трубопроводы с арматурой и приборами, как правило, выполняются по одинаковой схеме. Принципиальная схема насосной установки приведена на рис. 1.1.

Жидкая среда из приемного резервуара по подводящему трубопроводу 2 подводится в насос 3, который посредством муфты соединен с приводным электродвигателем 4. Получив приращение энергии в насосе, жидкость по напорному трубопроводу 6 подается в напорный резервуар 8. На напорном трубопроводе установлены запорно-регулирующая задвижка 5 и сужающее

устройство 7. Для защиты насоса от обратного тока жидкости при случайном отключении двигателя на напорном трубопроводе может быть установлен обратный клапан. Приемный резервуар может располагаться как выше насоса, так и ниже его оси (на рис. 1.1 (поз. 9) он изображен штриховыми линиями).

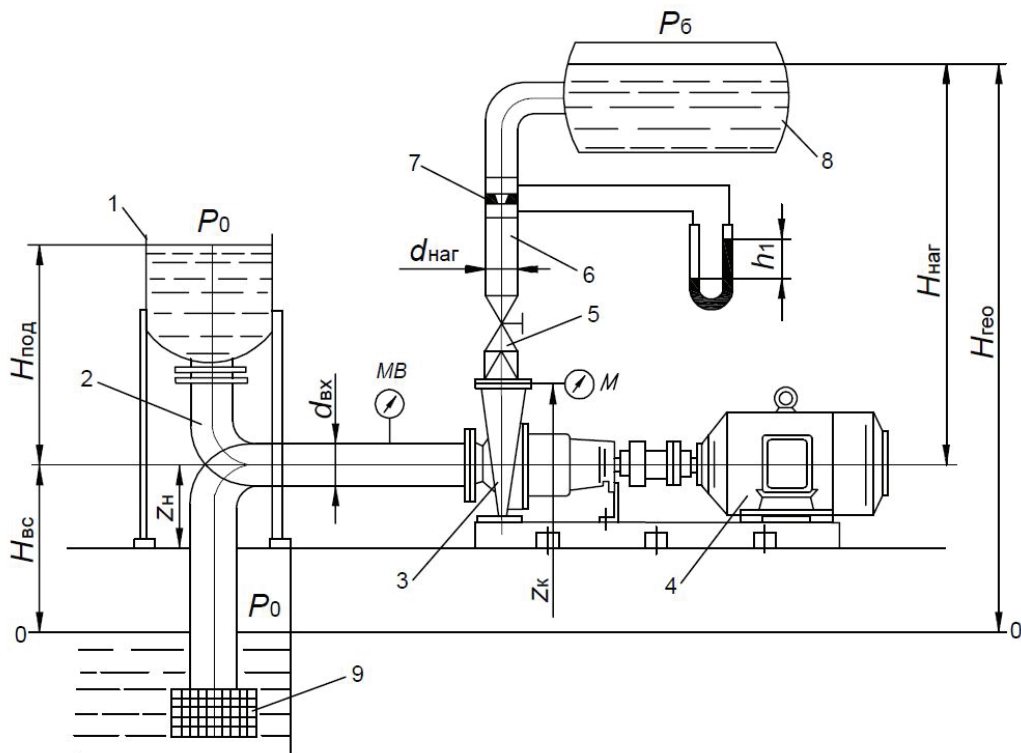


Рис. 1.1. Схема насосной установки [8]

В первом случае на подводящем трубопроводе перед насосом ставится задвижка; во втором случае на нижнем конце подводящей трубы располагают приемный клапан. В обоих случаях для предотвращения попадания в насос твердых частиц вход в подводящий трубопровод защищают сеткой.

В состав насосной установки в зависимости от назначения могут быть включены дополнительная запорно-регулирующая арматура, предохранительные устройства, приборы для измерений гидравлических и электрических величин.

1.2. Основные технические показатели гидромашин

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом параметров, наиболее важные из которых приведены ниже. Основными называют те из показателей, с помощью которых получают так называемую внешнюю характеристику, показывающую технологические возможности и энергетические потребности машин [8].

Подача насоса (производительность) – это количество жидкости, подаваемое им в единицу времени, например, в секунду. Различают объемную Q [м³/с] и массовую M [кг/с] производительность.

Объемная Q (массовая M) подача – это объем (масса) жидкости, подаваемой насосом через напорный патрубок в единицу времени. При этом не учитываются потоки жидкости, которые могут иметь место внутри насоса (например, протечки через уплотнения и разгрузочные устройства).

Между объемной и массовой подачей имеет место следующее соотношение:

$$M = Q \cdot \rho, \quad (1.1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Сумма подачи и внутренних протечек называется *идеальной подачей* насоса.

В отдельных случаях выделяют:

- номинальную подачу $Q_{\text{ном}}$ – подачу по техническому паспорту насоса;
- оптимальную подачу $Q_{\text{опт}}$ – подачу в режиме максимального КПД насоса;
- минимальную подачу $Q_{\text{мин}}$ – минимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации;
- максимальную подачу $Q_{\text{макс}}$ – максимально допустимую подачу насоса по условиям эксплуатации.

Для эксплуатации представляет интерес *величина отклонения подачи* – разность действительной подачи насоса и подачи заданной или данного давления.

Удельная работа насоса L – работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды (ГОСТ 17398-72). В соответствии с этим определением удельная работа насоса – работа, совершаемая валом насоса, эквивалентная энергии, получаемой им от двигателя. Она расходуется на увеличение энергии жидкости, ее перемещение, покрытие потерь внутри насоса.

Полезная удельная работа $L_{\text{п}}$ отличается от удельной работы на величину потерь энергии внутри насоса.

Напором насоса H называют энергию, сообщенную единице веса перекачиваемой жидкости. Исходя из этого определения, установим единицу измерения напора. В системе СИ энергия измеряется в джоулях [Дж]. Единица веса – ньютон [Н]. В соответствии с этим единицей измерения напора будет $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{Н}} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{Н}} \right] = [\text{м}]$. Таким образом, напор H измеряется в метрах [м].

Напор нагнетателя не зависит от рода перекачиваемой жидкости.

Важным параметром работы нагнетателя является развиваемый им *перепад давлений Δp* . Эта величина представляет собой разность между давлением жидкости на выходе из нагнетателя и на входе в него, определяемая зависимостью

$$\Delta p = p_{\text{к}} - p_{\text{н}} + \rho \frac{v_{\text{к}}^2 - v_{\text{н}}^2}{2} - \rho g(z_{\text{к}} - z_{\text{н}}), \quad (1.2)$$

где $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{н}}$ – абсолютные давления на выходе и входе в насос, Па;

$v_{\text{к}}$ и $v_{\text{н}}$ – скорости жидкости на выходе и входе в насос, м/с;

$z_{\text{к}}$ и $z_{\text{н}}$ – высоты точек замера давления, [м], отсчитанные от произвольной горизонтальной плоскости сравнения (см. рис.1.1).

Ясно, что напор насоса есть высота столба жидкости, подаваемой насосом, эквивалентная давлению насоса. Перепад давлений Δp измеряется в $\left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right]$. Величина Δp связана с напором H соотношением

$$\Delta p = \rho g H, \quad (1.3)$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости.

Различают потребляемую мощность нагнетателя N и полезную мощность $N_{\text{п}}$.

Полезная мощность $N_{\text{п}}$ – это энергия, сообщаемая перекачиваемой жидкости в секунду, кВт [8]:

$$N_{\text{п}} = \frac{MgH}{1000} = \frac{Q\rho gH}{1000}. \quad (1.4)$$

Мощность, передаваемая двигателем на муфту нагнетателя, больше полезной на величину потерь. Эта **мощность** называется **потребляемой** N :

$$N = N_{\text{п}} + \Delta N. \quad (1.5)$$

Отношение полезной мощности к потребляемой характеризует совершенство нагнетателя и представляет собой его **полный коэффициент полезного действия**:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}. \quad (1.6)$$

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе [8]:

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}, \quad (1.7)$$

где η_r – **гидравлический КПД** насоса – отношение полезной мощности к сумме мощностей – полезной и затрачиваемой на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе (обычно $\eta_r = 0,90\text{--}0,96$);

$\eta_{об}$ – **объемный КПД** насоса – отношение полезной мощности к сумме мощностей – полезной и теряемой вследствие внутренних протечек, через зазоры и концевые уплотнения насоса (в нормальных конструкциях центробежных насосов $\eta_{об} = 0,96\text{--}0,98$);

$\eta_{мех}$ – **механический КПД**, характеризующий потери энергии от механического трения в подшипниках и уплотнениях насоса и потери энергии при трении нерабочих поверхностей колес о жидкость (в зависимости от конструкции насоса $\eta_{мех} = 0,80\text{--}0,94$).

Значения КПД современных динамических насосов обычно лежат в пределах $0,6\text{--}0,9$.

1.3. Характеристики лопастных насосов

Связь между основными параметрами насоса, выраженную графически, называют *характеристикой насоса*.

Рабочими характеристиками лопастных насосов называют зависимости напора, мощности и КПД от подачи при постоянной частоте вращения и температуре рабочей жидкости (см. рис. 1.2). Кривую $H(Q)$ называют напорной характеристикой. Кривые $N(Q)$ и $\eta(Q)$ характеризуют энергетические качества насоса и представляют собой энергетические характеристики.

На характеристике выделяют режимы: *оптимальный* (режим работы насоса при наибольшем значении КПД); *номинальный* (спецификационный) – режим, обеспечивающий заданные технические параметры насоса.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой допускается длительная его эксплуатация.

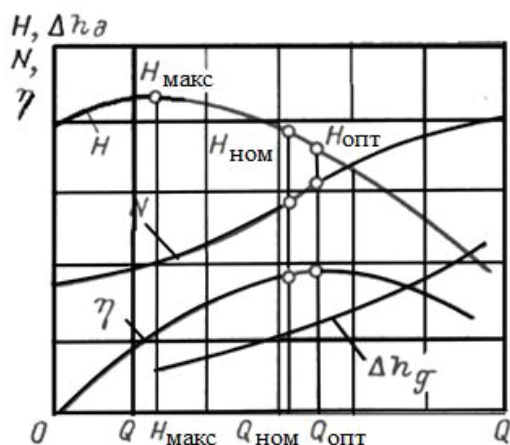


Рис. 1.2. Характеристики лопастных насосов [10]

Напорная характеристика характеризуется крутизной, которая определяется отношением $(H_{\text{макс}} - H_{\text{опт}}) / H_{\text{опт}}$ в рабочей части характеристики насоса.

Для центробежных насосов крутизна напорной характеристики не превышает 0,2–0,25, для диагональных – составляет 0,25–0,8, для осевых – достигает 1,0.

Различают стабильную (непрерывно падающую) и западающую напорные характеристики. При западающей форме кривой $H(Q)$ возможна неустойчивая работа насоса.

Зависимости $N(Q)$ для центробежных и осевых насосов имеют отличительные особенности, определяемые влиянием при малых подачах потерь гидравлического торможения. Для центробежных насосов при нулевой подаче мощность имеет минимальное значение и составляет $N_0 = (0,4 \div 0,6) N_{\text{опт}}$; для осевых насосов, наоборот, максимума мощность достигает при нулевой подаче – $N_0 \approx 2N_{\text{опт}}$. Для уменьшения пусковых моментов на электродвигателе запуск в работу центробежного насоса целесообразно производить при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, а осевого насоса – при открытой.

Наиболее полно определяет эксплуатационные свойства насоса универсальная характеристика, получаемая нанесением на общий график напорных характеристик при различной частоте вращения и кривых равного значения КПД (рис. 1.3).

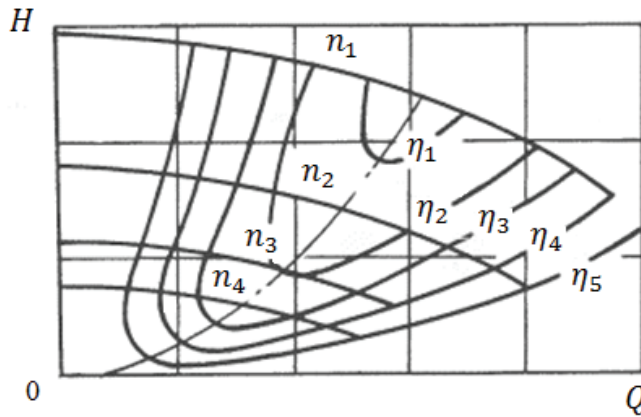


Рис. 1.3. Универсальная характеристика лопастного насоса

Универсальная характеристика может быть построена как в размерном, так и в безразмерном виде.

1.4. Совместная работа насоса и трубопроводной системы

Работа насоса, присоединенного к системе трубопроводов, находится в зависимости от гидравлических свойств этой системы, называемой **сетью**. Рассмотрим условия работы машины на примере насосной установки (см. рис. 1.4), полагая систему устойчивой [9, 11] (понятие устойчивости системы дано далее).

Первое условие связи насоса с трубопроводной системой следует из уравнения неразрывности и заключается в равенстве массовых подач, проходящих через насос и присоединенные к нему всасывающий и напорный трубопроводы:

$$M_{\text{нас}} = M_{\text{тр.}}$$

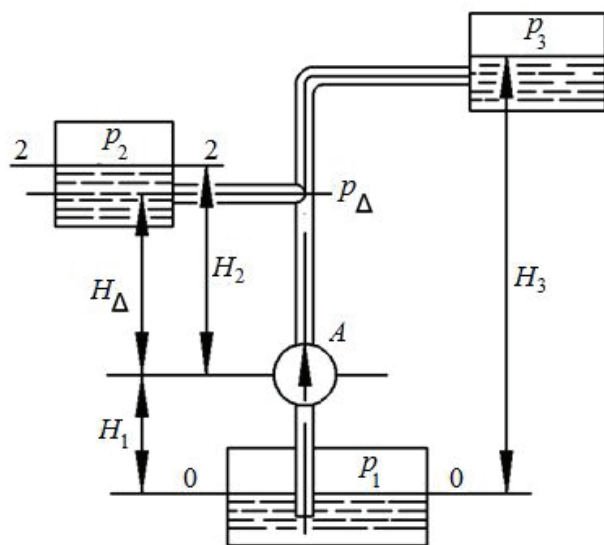


Рис. 1.4. Насос, включенный в трубопроводную сеть

Для несжимаемой жидкости $\rho_{\text{нас}} = \rho_{\text{тр}}$, поэтому имеет место равенство объемных подач:

$$Q_{\text{нас}} = Q_{\text{тр}}.$$

Второе условие связи основывается на уравнении сохранения энергии. Пусть заданием и расчетом установлены давления p_1, p_2, p_3 , подачи Q_1, Q_2, Q_3 , высоты H_1, H_2, H_3 и размеры труб всех участков сети.

Уравнение сохранения энергии для уровней 0–0 и 2–2 с учетом полезной работы, передаваемой потоку насосом,

$$\frac{p_1}{\rho} + L_{\text{п}} = \frac{p_2}{\rho} + g(H_1 + H_{\Delta}) + g \sum h, \quad (1.8)$$

где $\sum h$ – потери, обусловленные гидравлическим сопротивлением трубопроводов от начала всасывающей трубы насоса до точки p_2 разветвления труб (потери в сети). Из последнего равенства следует:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + H_1 + H_2 + \frac{c_{\Delta}^2}{2g} + \sum h. \quad (1.9)$$

Уравнение (1.9) определяет напор H , который насос должен создавать в заданных условиях работы. Отметим, что здесь рассматривается установившееся (неизменное во времени) течение жидкости.

При режимах работы с развитой турбулентностью, наблюдающихся в системах трубопроводов, потерю энергии можно считать пропорциональной квадрату средней скорости. Поэтому сумму двух последних членов уравнения (1.9) можно заменить произведением mQ^2 , где $m \approx \text{const}$. Следовательно, в этом случае

$$H = \frac{L_{\Pi}}{g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + H_1 + H_2 + mQ^2. \quad (1.10)$$

Из выражения (1.10) следует, что насос, включенный в трубопроводную сеть, создает напор, равный сумме статического и динамического напоров сети.

Для каждого насоса при заданном числе оборотов его вала существует определенная зависимость между производительностью и напором. Эта зависимость, показанная графически на рис. 1.5 [9] в координатах $H(Q)$, называется характеристикой насоса.

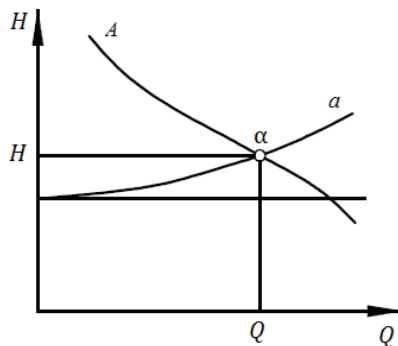


Рис. 1.5. График совместной работы насоса и трубопроводной сети

Пусть линия A на рис. 1.5 является характеристикой насоса, показанного на рис. 1.1. Задавая произвольные значения Q и вычисляя правую часть уравнения (1.10), будем откладывать полученные значения на рис. 1.5. Соединив плавной линией полученные точки, получим характеристику a трубопровода, показанного на рис. 1.1. Очевидно, что уравнению (1.10) удовлетворяет только точка α пересечения характеристик насоса и трубопровода. Эта точка определяет режим работы рассматриваемого насоса на данный трубопровод.

1.5. Параллельная и последовательная работа насосов

При эксплуатации насосных установок зачастую практикуется параллельное и последовательное соединение нескольких насосов для увеличения расхода, подаваемого в общую магистраль, или напора. Ниже приводятся методы определения рабочих режимов при совместной работе центробежных насосов применительно к различным условиям их установки.

1.5.1. Параллельная работа насосов с одинаковыми характеристиками

Пусть на рис. 1.6 [11] кривая I – характеристика насоса, а кривая II – трубопровода. При работе одного насоса режим его определится точкой A с подачей Q_1 . При одновременной работе двух насосов их суммарная рабочая характеристика (кривая III) строится путем удваивания абсцисс для каждой точки кривой I. Точка C пересечения суммарной характеристики III с характеристикой сети II определит рабочий режим насосов при их совместной параллельной работе на данный трубопровод. Как видно, расход не удвоился, так как напор возрос. Мы как бы прикрыли вторым насосом задвижку у первого, т. е. режим работы каждого насоса определится уже точкой B , лежащей на горизонтали, проведенной из точки C до пересечения ее с характеристикой насоса I.

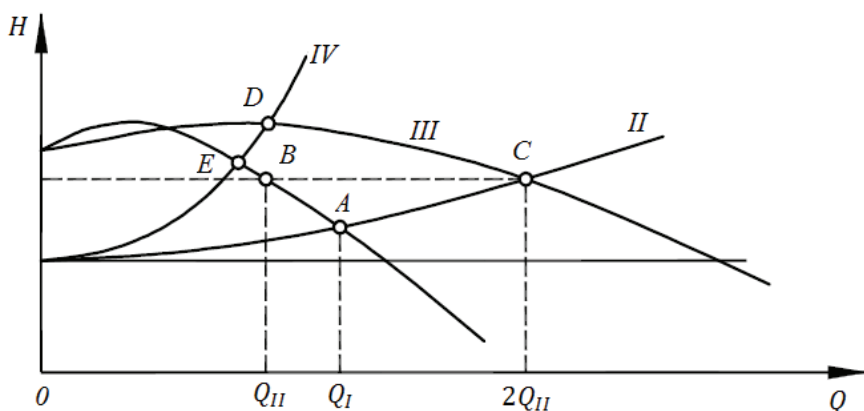


Рис. 1.6. Характеристика параллельной работы двух одинаковых насосов

Каждый насос теперь подает количество Q_{II} (точка B), а два насоса – $2Q_{II}$ (точка C). Если бы характеристикой сети была кривая IV , то точка D определяла бы суммарный расход двух насосов, а точка E – одного. Из этого следует, что для значительного увеличения производительности при параллельной работе насосов характеристика сети должна быть пологой.

В случае параллельной работы трех и более насосов построение ведется аналогичным способом, т. е. абсциссы утраиваются, и т.д. При остановке одного из насосов другой увеличит свою подачу, перейдя в точку A . При этом потребляемая им мощность возрастает, и поэтому двигатель к насосу следует выбирать с запасом мощности против той, которую он расходует при совместной работе.

1.5.2. Параллельная работа насосов с разными характеристиками

На рис. 1.7 [11] кривые I и II – характеристики двух разных насосов. Суммарная характеристика (кривая III) начинается в точке A , а последующие ее точки получаются суммированием абсцисс кривой I и участка AB кривой II при равных напорах. На участке CA возможна работа только одного насоса II , и от точки A в параллельную работу включается второй насос. В этом случае насосы

должны быть подобраны так, чтобы режимы их работы отвечали по возможности максимуму КПД. Кроме того, необходимо следить за тем, чтобы развиваемый насосами напор не превосходил максимального напора H_{\max} любого из включенных в параллельную работу насосов.

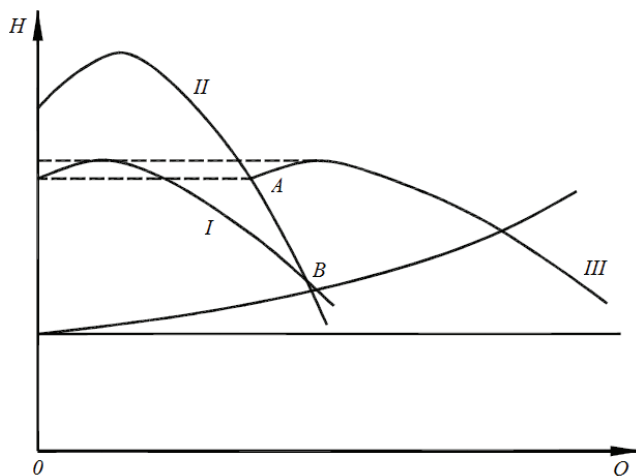


Рис. 1.7. Характеристика параллельной работы двух неодинаковых насосов

1.5.3. Последовательная работа центробежных насосов

Общее назначение таких установок – создание больших напоров. Но в некоторых случаях последовательная работа практикуется для увеличения производительности.

Если для простоты взять два одинаковых насоса, характеристика которых изображена на рис. 1.8 [9] (кривая I), то в последовательной работе их суммарная характеристика (кривая II) строится путем удвоения ординат кривой I при одинаковых абсциссах.

При заданной характеристике сети (кривая III) рабочий режим одного насоса определяется точкой A. Предположим, что необходимо повысить давление в напорном резервуаре или увеличить геодезическую высоту подъема на H_0 , сохраняя производительность Q_1 . Включается последовательно второй насос. Ра-

бочий режим теперь определяется точкой В кривой II, а характеристика сети сместится вверх на высоту H_0 .

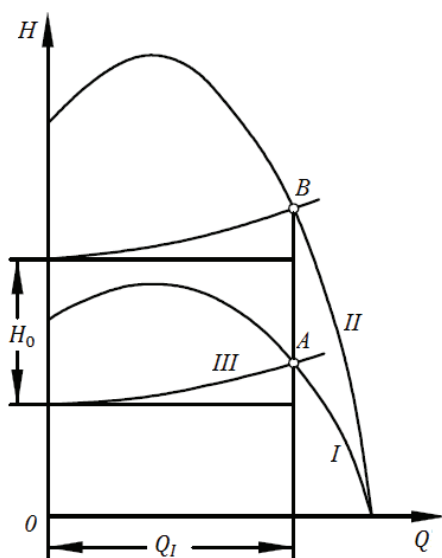


Рис. 1.8. Характеристика последовательной работы двух одинаковых насосов

1.6. Кавитация и допустимая высота всасывания

При работе насосной установки давление во входном патрубке насоса может быть весьма низким и часто здесь возникает довольно глубокий вакуум. Кроме того, на тыльной стороне лопастей возникает дополнительное понижение давления (см. рис.1.9).

Для разрыва абсолютно чистой жидкости (без включений) теоретически необходимо приложить к ней растягивающие напряжения порядка нескольких тысяч мегапаскалей [10]. Реальные жидкости разрываются при значительно меньших растягивающих напряжениях, соответствующих падению давления в них до давления парообразования. Это объясняют наличием в жидкости газовых пузырьков, служащих ядрами кавитации.

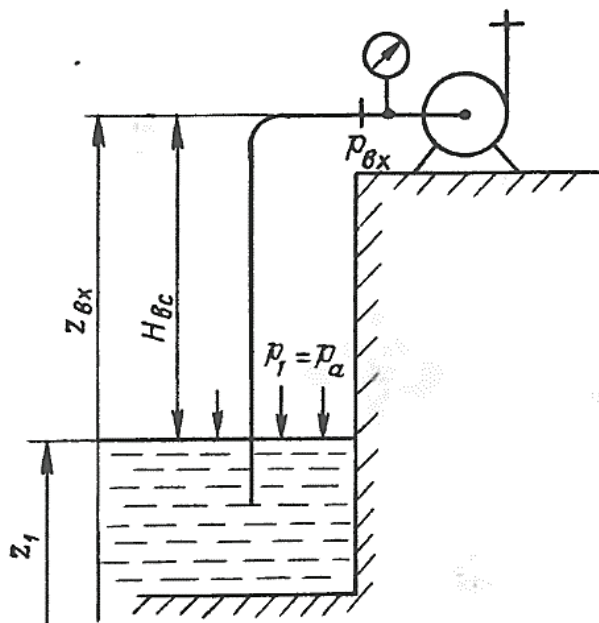


Рис.1.9. Определение высоты всасывания [10]

При попадании ядра в зону растягивающих напряжений (например, при обтекании входных кромок лопастей рабочего колеса насоса), где может иметь место уменьшение давления во внешней среде до давления парообразования, начинается быстрое расширение пузырька, наполнение его в основном водяным паром. Это приводит к образованию кавитационной *каверны* – местного разрыва сплошности жидкости и отражается на гидродинамических характеристиках обтекаемых профилей. После образования каверн дальнейшего понижения давления в жидкости не происходит, так как оно компенсируется быстрым увеличением объема каверн. Затем, когда каверна попадает в зону повышенных давлений, пар мгновенно конденсируется, и она замыкается со скоростью, достигающей скорости звука в воде, что вызывает образование гидравлического удара, при котором давление в каверне и вблизи нее достигает очень больших величин (более 103 МПа). Вслед за сжатием каверны происходит ее расширение,

сопровожающееся резким падением в ней давления, и процесс повторяется, постепенно затухая.

При длительной работе насоса в условиях возникновения кавитации происходит разрушение практически любого материала, из которого выполнена обтекаемая потоком поверхность.

Явления, определяющие интенсивность указанного разрушения, известного под названием *кавитационной эрозии*, сложные. Главной ее причиной является механическое усталостное разрушение материала от воздействия односторонних циклов сжатия. Скорость разрушения материалов, из которых изготавливаются детали насосов, – различна [10].

Кавитация – возникновение в турбулентном потоке разрывов сплошности жидкости – *каверн* [5].

Кавитирующий поток вызывает следующие воздействия на гидромашины:

- 1) при достаточно развитой кавитации возрастают гидравлические потери, что должно приводить к падению КПД и уменьшению расхода;
- 2) при наличии кавитации в гидромашине возникает резкий шум и создаются повышенные вибрации;
- 3) при работе гидромашин в условиях кавитации довольно скоро в тех местах, где захлопываются каверны, образуется износ поверхности.

Кавитационный износ (эрозия) вызывается главным образом механическим воздействием кавитирующего потока, которое проявляется в виде ударов, возникающих при захлопывании каверн на обтекаемой поверхности или вблизи нее. Особенность воздействия состоит в том, что частота этих ударов очень высока. При этом проявляются усталостные явления в металлах. Разрушение происходит в форме *выкрашивания*, выбивания отдельных кристаллов, и поверхность металла вместо гладкой становится губчатой (см. рис. 1.10) [5]. Интенсивность разрушения иногда весьма высока и может достигать глубины 10 – 40 мм в год. Это вызывает необходимость частых ремонтов, смены рабочих органов, что приводит к значительному удорожанию эксплуатации гидромашин.

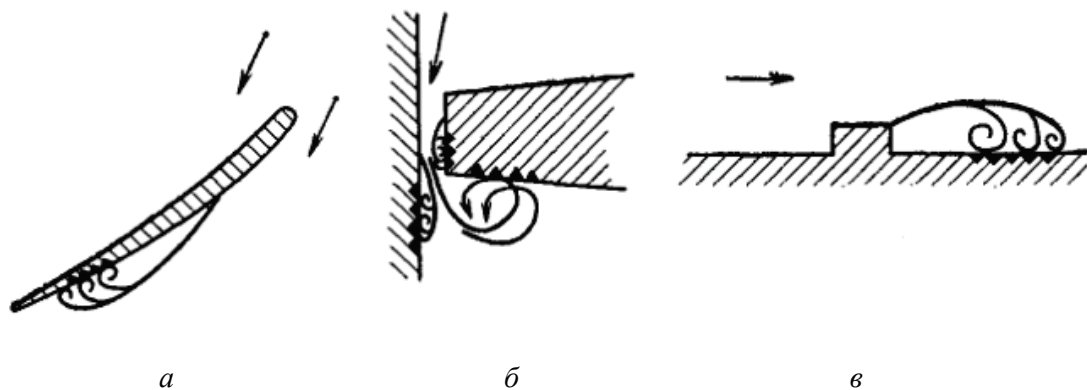


Рис. 1.10. Виды кавитации в гидромашинах

Нарушение лопастей и других обтекаемых поверхностей приводит также и к дополнительному уменьшению КПД.

При кавитации, помимо рассмотренных механических воздействий, проявляются химические и электрические явления. Какова роль этих дополнительных факторов, пока полностью не установлено, но, очевидно, они способствуют увеличению интенсивности *кавитационной эрозии*.

Характерными **видами кавитации** (рис. 1.10) в гидравлических машинах являются:

а – *профильная*, возникающая при обтекании лопастей в области наиболее низкого давления;

б – *щелевая* – при протекании жидкости с большим перепадом давления через зазоры, например, между лопастями рабочего колеса и камерой;

в – *местная*, вызываемая обтеканием неровностей, отдельных уступов, ребер и др., например, головок болтов.

Кавитация, в основном профильная, может иметь **различные формы или стадии развития**, показанные на рис. 1.11 [5]:

а – *пузырьковая* форма кавитации, при которой разрывы сплошности имеют вид отдельных движущихся пузырьков – каверн;

б – *зональная* или *пленочная*, характеризующаяся наличием сплошной каверны, заполненной пульсирующими вихрями жидкости;

в – *отрывная*, когда в каверне имеется полость, не заполненная жидкостью;

г – *суперкавитация*, при которой полость настолько развита, что она замыкается за пределами профиля.

Каждая из этих форм имеет свои специфические особенности.

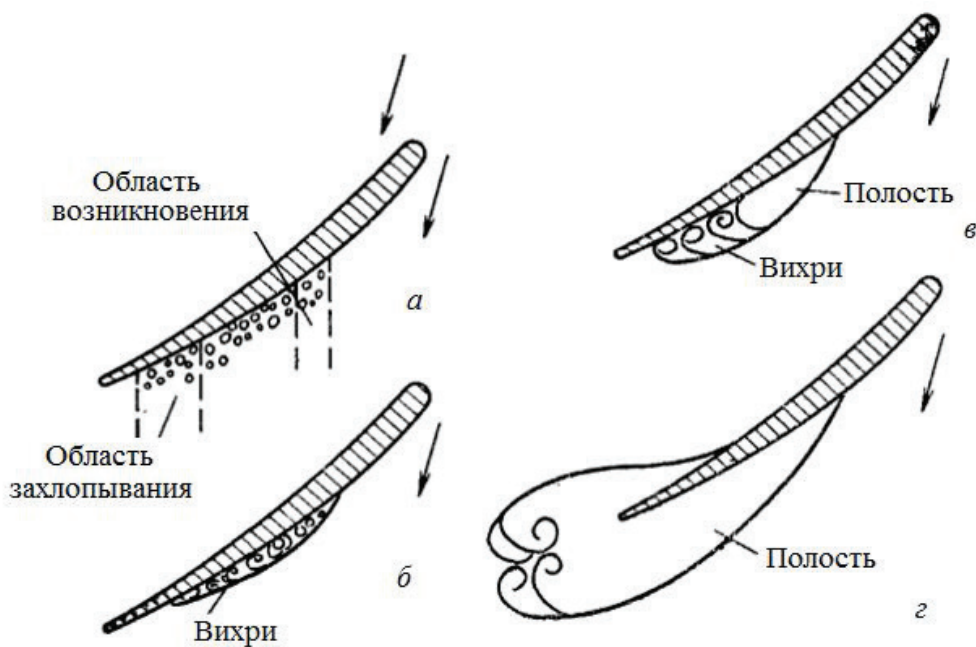


Рис. 1.11. Стадии лопастной кавитации

Пузырьковая и зональная формы наиболее интенсивно проявляются в акустическом (шум) и эрозионном воздействии, но сравнительно мало сказываются на гидродинамических характеристиках потока. Кавитационный шум проявляется в виде характерного потрескивания в зоне входа в рабочее колесо.

Отрывная, а тем более **суперкавитация** существенно меняют гидродинамические показатели потока, что влияет на расход, мощность и КПД гидромашин.

Наиболее важные воздействия кавитации (увеличение гидравлических потерь, возникновение шумов и вибраций, интенсивный износ поверхностей) указывают на *недопустимость кавитации при нормальной работе насосов*.

Условием отсутствия кавитации является требование, чтобы в пределах проточного тракта давление было выше давления насыщенного пара жидкости:

$$p_{ai} > p_{\text{нп}}. \quad (1.11)$$

Полная высота всасывания, при которой в зоне минимального давления возникает кавитация, называется критической высотой всасывания $H_{\text{вс.кр}}$.

$$H_{\text{вс.кр}} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3} - H_{\text{кав}}. \quad (1.12)$$

Геометрическая критическая высота всасывания определяется по формуле

$$H_{\text{г.вс.кр}} = H_{\text{вс.кр}} + h_{\text{вс}}, \quad (1.13)$$

где $h_{\text{вс}}$ – потери во всасывающем трубопроводе.

Работа насоса при $H_{\text{г.вс.кр}}$ недопустима, потому что при этом насос находится в начальной стадии кавитации. Нормальная эксплуатация насоса обеспечивается только при допустимой высоте всасывания, удовлетворяющей условию $H_{\text{г.вс.доп}} > H_{\text{г.вс.кр}}$. Противокавитационный запас напора следует принимать равным около 25 % $H_{\text{г.вс.кр}}$.

Установка насоса (рис. 1.12, *а*) характерна для насосов, подающих жидкости с низкой температурой, а установка насоса (рис. 1.12, *б*) – для насосов, подающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодной воды из емкостей с достаточно высоким вакуумом.

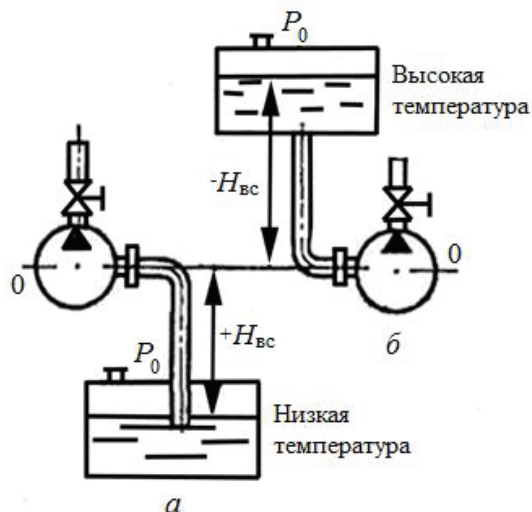


Рис. 1.12. Два случая установки насоса относительно уровня всасываемой жидкости

Установки, выполненные по схеме (рис. 1.12, *б*), часто встречаются в теплоэнергетике в схемах регенеративного подогрева и питания паровых котлов.

1.7. Подобие лопастных машин. Коэффициент быстроходности

Движение жидкостей (газов) в проточной полости машины весьма сложно. Поэтому точный расчет рабочих элементов машины представляет большие трудности. При проектировании насосов и компрессоров широко используют опытные данные, полученные при исследовании машин, аналогичных проектируемой. Использование опытных данных при проектировании допустимо лишь при соблюдении законов подобия. В современном гидромашиностроении широко применяется метод моделирования, т. е. испытания моделей, позволяю-

щий проверить проект и внести в него практические коррективы. Модели строят, как правило, с соблюдением законов подобия.

Физические явления, протекающие в геометрически подобных пространствах, называются подобными, если в соответственных точках этих пространств сходственные физические величины находятся в постоянных соотношениях. Эти соотношения называются коэффициентами или масштабами подобия.

Пусть машины a и b (рис. 1.13) подобны. Условия геометрического подобия этих машин заключаются в равенстве сходственных углов и постоянстве отношений сходственных геометрических величин:

$$\begin{aligned} \beta_{1a} = \beta_{1b} = \beta_1; \quad \beta_{2a} = \beta_{2b} = \beta_2; \quad \beta_{ia} = \beta_{ib} = \beta_i; \\ \frac{D_{2b}}{D_{2a}} = \frac{D_{1b}}{D_{1a}} = \frac{b_{1b}}{b_{1a}} = \dots = \frac{l_{ib}}{l_{ia}} = \delta_l = const, \end{aligned} \quad (1.14)$$

где δ_l – коэффициент геометрического подобия.

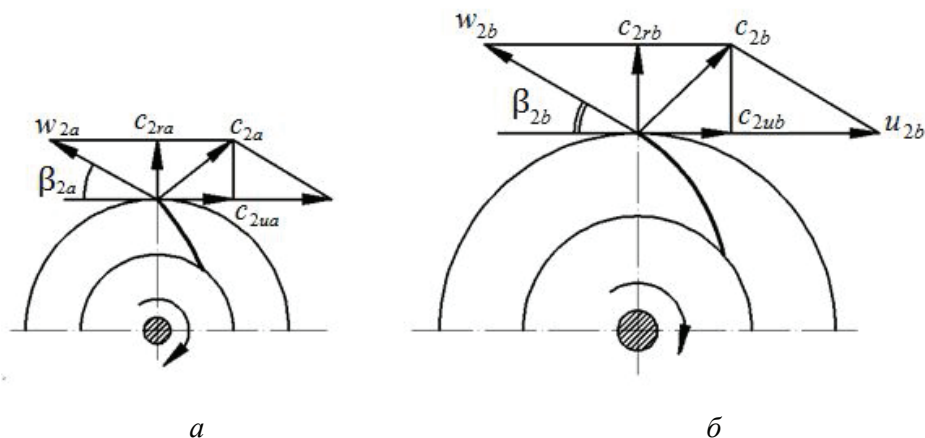


Рис. 1.13. Параллелограммы скоростей подобных центробежных машин:

a – для машины a ; b – для машины b

Кинематическое подобие состоит в постоянстве отношений скоростей в сходственных точках геометрически подобных машин и равенстве сходственных углов параллелограммов скоростей:

$$\begin{aligned} \alpha_{1a} &= \alpha_{1b}; \alpha_{2a} = \alpha_{2b}; \dots; \alpha_{ia} = \alpha_{ib}; \\ \frac{u_{1b}}{u_{1a}} &= \frac{w_{1b}}{w_{1a}} = \frac{c_{1b}}{c_{1a}} = \frac{u_{2b}}{u_{2a}} = \dots = \frac{c_{ib}}{c_{ia}} = \delta_c = const, \end{aligned} \quad (1.15)$$

где δ_c – коэффициент кинематического подобия.

Динамическое подобие выражается постоянством отношений сил одинаковой природы, действующих в сходственных точках геометрически и кинематически подобных машин:

$$\frac{P_{1b}}{P_{1a}} = \frac{P_{2b}}{P_{2a}} = \dots = \frac{P_{ib}}{P_{ia}} = \delta_p = const, \quad (1.16)$$

где δ_p – коэффициент динамического подобия.

Из изложенного следует, что доказательство подобия течений в двух насосах заключается в обнаружении постоянства коэффициентов подобия для сходственных точек.

Если известны коэффициенты подобия двух машин, то по известным характеристикам одной машины можно получить значения сходственных характеристик другой машины:

$$\beta_{ib} = \beta_{ia}; l_{ib} = \delta_l l_{ia}; c_{ib} = \delta_c c_{ia}; P_{ib} = \delta_p P_{ia} \dots \quad (1.17)$$

Общие критерии подобия потоков, известные в гидроаэромеханике как числа Рейнольдса, Фруда, Эйлера и Струхалья, применимы и к потокам в центробежных машинах.

Заводы, изготавливающие центробежные машины, обычно имеют в производстве не случайные типы машин, различающиеся и размерами, и геометрической формой, а серии геометрически подобных машин. Поэтому важно установить соотношения между основными параметрами машин данной серии.

Ниже приведены формулы пропорциональности при изменении параметров Q , H , ρ и N .

При изменениях D_2 , n , ρ	При изменениях ρ	При изменениях D_2	При изменениях n
$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3 n_a \eta_{0a}}{D_{2b}^3 n_b \eta_{0b}}$	$Q_a = Q_b$	$Q_a = Q_b \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3}$	$Q_a = Q_b \frac{n_a}{n_b}$
$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2 n_a^2 \eta_{ra}}{D_{2b}^2 n_b^2 \eta_{rb}}$	$H_a = H_b$	$H_a = H_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$H_a = H_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$
$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2 n_a^2 \rho_a \eta_{ra}}{D_{2b}^2 n_b^2 \rho_b \eta_{rb}}$	$p_a = p_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$p_a = p_b \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2}$	$p_a = p_b \frac{n_a^2}{n_b^2}$
$N_a = N_b \frac{D_{2a}^2 n_a^3 \rho_a \eta_b}{D_{2b}^2 n_b^3 \rho_b \eta_a}$	$N_a = N_b \frac{\rho_a}{\rho_b}$	$N_a = N_b \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5}$	$N_a = N_b \frac{n_a^3}{n_b^3}$

Применяя формулы пропорциональности, можно принимать КПД машин, работающих в подобных режимах, практически одинаковыми.

При строгих расчетах следует иметь в виду некоторое повышение КПД при увеличении размеров машины. Не следует, однако, думать, что пересчет Q , H и N по формулам пропорциональности приводит к правильным результатам независимо от условий, в которых работает центробежная машина. Работа машины определяется также свойствами трубопроводной системы, подключенной к ней. Поэтому определение основных параметров Q , H и N машины, включенной в трубопроводную систему, должно производиться, как указывается ниже, с учетом рабочих свойств последней.

Важной величиной, определяющей подобие течений в насосах, является коэффициент быстроходности n_s .

Коэффициентом быстроходности n' данной машины (насоса, вентилятора, компрессора) называют число, равное частоте вращения машины, геометрически подобной данной, но имеющей подачу $Q' = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и напор $H' = 0,102 \text{ м}$ (соответственно $L' = gH' = 1 \text{ кДж}$) в режиме максимального КПД:

$$n' = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}. \quad (1.18)$$

Коэффициент быстроходности n' – безразмерная величина, являющаяся коэффициентом подобия. Однако в практике насосостроения в качестве коэффициента быстроходности до настоящего времени применяют размерную величину

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{Q^{3/4}}, \quad (1.19)$$

отнесенную к единичным величинам $H' = 1 \text{ м}$; $N' = 1 \text{ л.с.}$

Коэффициент быстроходности n_s определяется величинами Q , H и n : при регулировании машины он может изменяться в пределах от 0 до ∞ .

Характеризуя машину при помощи коэффициента быстроходности n_s , обычно относят его к режиму с максимальным КПД. Значения n_s для различных типов насосов следующие:

Ротационные и поршневые.....	<40
Вихревые.....	10–40
Центробежные.....	40–300
Диагональные.....	300–600
Осевые.....	600–1200

При помощи коэффициента быстроходности, вычисленного по выражению (1.19), можно выбрать тип машины для работы с заданными Q , H и n .

2. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

2.1. Классификация осевых насосов

В осевых насосах частицы жидкости движутся через проточную часть вдоль цилиндрических плоскостей, осью которых является ось вращения рабочего колеса. Конструктивно осевые насосы делятся на насосы с жесткозакрепленными и поворотными лопастями, с горизонтальным и вертикальным расположением вала. Отечественная промышленность выпускает осевые насосы типов О и ОП. Это одноступенчатые насосы.

Принятая **маркировка осевых насосов** расшифровывается следующим образом:

О – с жесткозакрепленными лопастями рабочего колеса;

ОП – с поворотными лопастями рабочего колеса;

В – с вертикальным расположением вала;

Г – с горизонтальным расположением вала;

К – с подводом камерного типа;

МК – малогабаритный с камерным подводом;

МБК – моноблочный с камерным подводом;

Э – с электроприводом разворота лопастей;

ЭГ – с электрогидроприводом разворота лопастей;

КЭ – с подводом камерного типа и электроприводом поворота лопастей;

цифрами 2, 3, 5, 6, 10, 11 и 16 обозначается номер модели типового колеса, а цифрами, стоящими после номера модели, – диаметр рабочего колеса, см.

Например, осевой вертикальный поворотно-лопастный насос модели 10 с рабочим колесом 260 см, с электрогидроприводом поворота лопастей и коленчатым подводом воды маркируется таким образом: ОПВ10-260ЭГ.

Горизонтальные осевые насосы имеют рабочие колеса с жестким креплением лопастей с диаметрами, равными 150, 250, 300, 420, 550 и 700 мм.

Вертикальные насосы имеют диаметры рабочих колес 470, 550, 700, 870, 1100, 1450, 1850, 2600 мм, а насосы с поворотными лопастями – 870 мм и более. Подача осевых насосов составляет от 0,072 до 40,5 м³/с, а напор – от 2,5 до 26 м. Они предназначены для подачи воды или других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности, с содержанием взвешенных частиц не более 3 г/л (в том числе абразивных частиц не более 2 %) и температурой не более 35 °С.

2.2. Конструкция и параметры осевых насосов

Осевые насосы типа О служат для подачи пресной, морской и загрязненной воды с температурой до 35 °С. Осевые насосы типа ОП предназначены для подачи технически чистой воды с температурой до 50 °С, а также пресной и морской воды с температурой до 45 °С.

Характерной особенностью средних и крупных осевых насосов является их тесная конструктивная связь со строительной частью здания насосной станции. На рис. 2.1 показана схема установки осевого вертикального насоса с диаметром рабочего колеса 2600 мм. Коленчатый подвод воды к насосу выполнен в бетонной части здания. Этот подвод на входе имеет прямоугольную форму, которая в дальнейшем переходит в круговую.

Насос жестко соединен со строительной частью насосной станции, в которой выполнены проемы для демонтажа съемных частей. Коленчатый подвод и насос соединяются между собой герметично с помощью компенсирующего сальникового уплотнения. Отвод перекачиваемой воды от насоса осуществляется по стальному напорному трубопроводу, жестко соединенному с насосом. Привод насоса осуществляется вертикальным электродвигателем; валы насоса и электродвигателя жестко соединены фланцевой муфтой. Ротор насоса вращается против часовой стрелки (если смотреть сверху, со стороны электродвигателя). В вертикальных насосах осевую нагрузку от реакции воды и массы вращающегося ротора воспринимает подпятник электродвигателя.

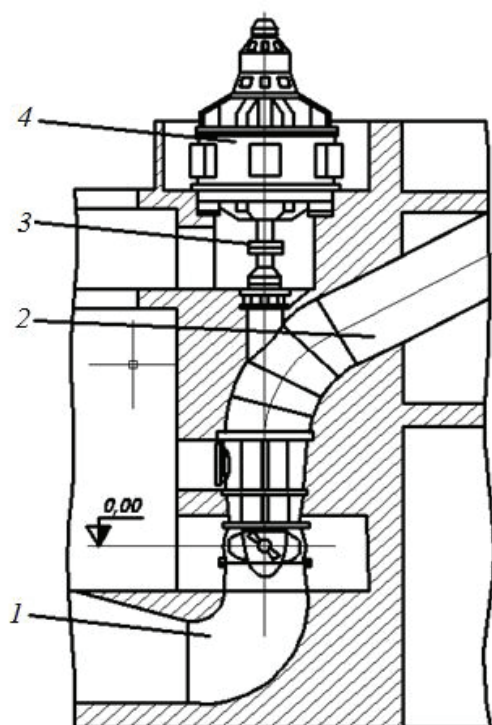


Рис. 2.1. Схема установки осевого насоса типа ОПВ-260 [6]:

1 – коленчатый подвод; 2 – напорный трубопровод; 3 – муфта; 4 – электродвигатель

Компоновка основных узлов всех вертикальных осевых насосов идентична, их конструктивные отличия зависят от типоразмера. На рис. 2.2 представлена конструкция осевого насоса типа ОПВ-260ЭГ, состоящего из корпусных частей и ротора. Корпусные детали насоса образуют проточную часть и состоят из компенсирующего сальникового уплотнения, закрепленного на горловине подводящего колена, переходного конуса, камеры рабочего колеса, выправляющего аппарата, диффузора с люком и отводящего колена. Ротор насоса состоит из вала и рабочего колеса, который установлен в верхнем и нижнем направляющих подшипниках скольжения с лигнофолиевыми или резиновыми вкладышами. Смазка подшипников осуществляется перекачиваемой водой, содержащей менее $0,5 \text{ кг/м}^3$ взвешенных частиц. Если в перекачиваемой воде взвешенных частиц содержится более $0,5 \text{ кг/м}^3$, то ее предварительно очищают, а затем по-

дают в подшипники под напором, превышающим на 7 м напор насоса. Расход воды на смазку каждого подшипника при диаметрах рабочего колеса $D \ll 1000$ мм составляет 0,5 л/с; при $D=1450+1850$ мм – 1 л/с; при $D = 2600$ мм – 2 л/с. Уплотнения вала предотвращают попадание загрязненной перекачиваемой воды в зону подшипника.

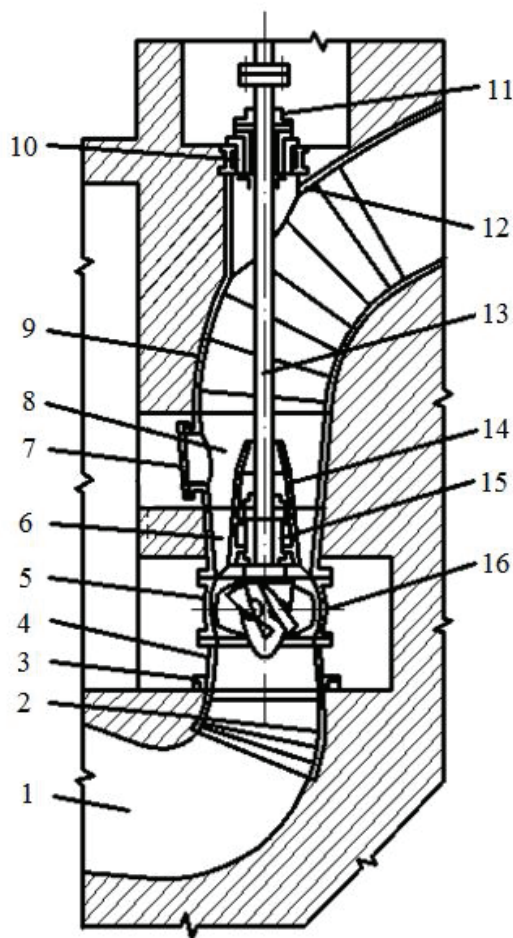


Рис. 2.2. Схема осевого насоса типа ОПВ-260ЭГ [6]:

1 – подвод; 2 – горловина; 3 – уплотнение; 4 – переходной конус; 5 – камера рабочего колеса; 6 – выправляющий аппарат; 7 – люк; 8 – диффузор; 9 – отвод; 10, 15 – верхний и нижний подшипники; 11, 12 – уплотнения вала; 13 – вал; 14 – обтекатель; 16 – рабочее колесо

При $D < 1450$ мм корпус насоса крепят к фундаменту на бетонных тумбах, при $D = 1850$ мм диффузор устанавливают опорным фланцем на промежуточном перекрытии и заливают бетоном; при $D = 2600$ мм корпусные части (кроме камеры и переходного конуса) заливают в бетон.

Насосы типа ОВ при $D < 870$ мм устанавливают с подводом камерного типа, при $D = 870\text{--}1100$ мм – с изогнутой всасывающей трубой или подполом камерного типа, а при $D > 1100$ мм – только с изогнутой всасывающей трубой.

Осевые насосы изготавливают с *коленчатым отводом*, изогнутым под углом 60° к оси насоса, за исключением малогабаритных насосов, у которых отвод изогнут под углом 90° .

В насосах с поворотными лопастями рабочего колеса применяют *механизм разворота* двух типов: электромеханический (электропривод) и электрогидромеханический (электрогидропривод). Электропривод устанавливают в насосах с диаметрами рабочих колес до 1100 мм. При диаметре, равном 1450 мм, применяют электрические и электрогидравлические приводы, а при диаметрах, составляющих 1850 и 2600 мм, – только электрогидроприводы.

В осевом насосе вода из источника по *подводящему колену* и *переходному конусу* поступает на профилированные *лопасти* вращающегося *рабочего колеса*. В результате силового воздействия лопастей на жидкость создается движение потока. При этом силы давления лопастей на поток создают вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличивая ее давление и скорость. Для устранения вращательного движения жидкости служит *выправляющий аппарат*, в лопатках которого тангенциальные скорости преобразуются в статическое давление и поток направляется параллельно оси насоса. Далее вода попадает через *диффузор* в *отвод*, где поток изменяет направление на 60° . Затем она подается в *напорный трубопровод*.

2.3. Основные детали осевого насоса

2.3.1. Рабочие колеса

Рабочее колесо осевого насоса (рис. 2.3 [6]) является основной деталью, преобразующей механическую энергию электродвигателя в энергию перекачиваемой жидкости. Рабочие колеса представляют собой один из наиболее ответственных узлов, который состоит из большого числа сложных по форме и значительных по габаритам и массе деталей. Рабочее колесо имеет следующие основные части; втулку, в расточках которой установлены лопасти, верхний и нижний обтекатели.

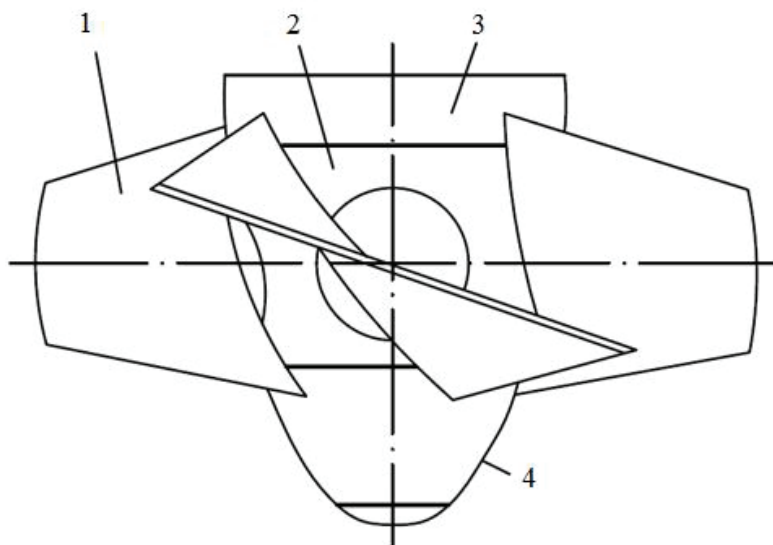


Рис. 2.3. Рабочее колесо осевого насоса:

1 – лопасть; 2 – втулка; 3, 4 – обтекатели верхний и нижний

Рабочие колеса имеют от трех до шести лопастей. Колеса у моделей 06 – трехлопастные, у моделей 05 и 11 – четырехлопастные, у моделей 02 – пятилопастные, а у моделей 03 и 10 – шестилопастные.

В насосах с жесткозакрепленными лопастями рабочего колеса лопасти привариваются на заводе-изготовителе к втулке под определенным углом в соот-

ветствии с требуемой характеристикой. Рабочие колеса насосов типа ОПВ имеют поворотные лопасти и механизм для их разворота, размещенный внутри втулки.

Втулка рабочего колеса выполнена литой из углеродистой стали. Во втулке выполнены радиальные расточки, в которые запрессованы бронзовые втулки, являющиеся опорами для цапф лопастей. Внутри втулки имеются расточки для установки сопрягаемых деталей механизма поворота лопастей. Верхним фланцем втулка центрируется и прикрепляется к фланцу вала насоса, а к нижнему фланцу закрепляется обтекатель. Внутренняя плоскость втулки должна выдерживать гидравлические испытания с использованием масла под давлением не менее 0,5 МПа.

Лопасть рабочего колеса, передавая энергию потоку, находится под воздействием значительного гидравлического давления, поэтому ее форма и размеры должны быть хорошо обтекаемыми, обеспечивать оптимальные энергетические и кавитационные свойства и отвечать условиям прочности, что обеспечивает длительную и надежную работу насоса. **Лопасть** (см. рис. 2.4, а) выполнена литой из нержавеющей стали и состоит из пера, фланца и цапфы. Цапфа выполняется как единой с фланцем, так и разъемной. Фланец представляет собой массивный диск, плавно переходящий в перо лопасти. На фланце нанесены метки, соответствующие максимальному, оптимальному и минимальному углам установки лопасти. Разъемная цапфа крепится к фланцу болтами, воспринимающими растягивающие усилия.

Перо лопасти в плане имеет вид части кольца, поверхность которого слабо изогнута. Поверхность пера задается цилиндрическими сечениями, выполненными на расчетных радиусах $R1 - R5$ (см. рис 2.4, б). Расчетные сечения определяют форму, профиль и кривизну пера лопасти, координаты ее вращения и положение пера лопасти относительно фланца. Для проверки профиля лопасти применяют специальные пространственные шаблоны. Профили входных и выходных кромок лопасти проверяют плоскими шаблонами.

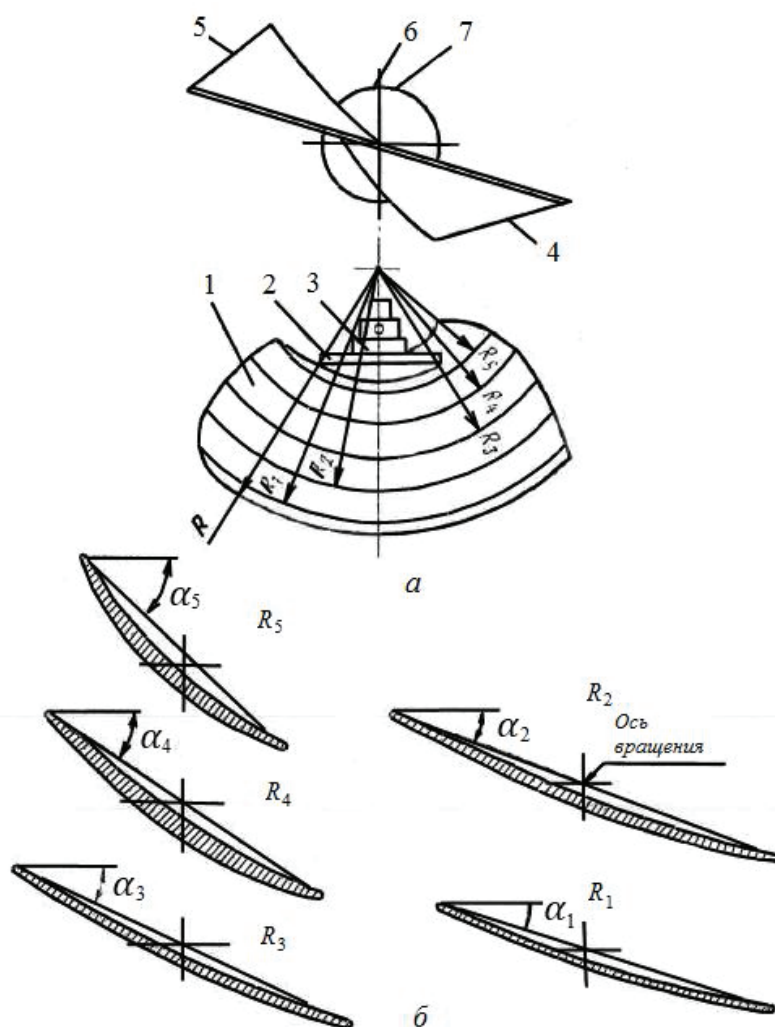


Рис. 2.4. Лопасть рабочего колеса – а

и сечения, выполненные на расчетных радиусах – б [6]:

1 – перо; 2 – фланец; 3 – цапфа; 4, 5 – входная и выходная кромки;

6, 7 – максимальный и минимальный развороты

В поворотно-лопастных рабочих колесах наибольшее распространение получили кривошипно-шатунный и кулисный механизмы поворота лопастей с ручным, электромеханическим и электрогидравлическим приводами.

На рис. 2.5 [6] представлена широко распространенная **конструкция кривошипно-шатунного механизма поворота лопастей**, расположенного во

внутренней полости втулки. Лопасты устанавливаются на *подшипниках скольжения*, состоящих из *передней 5 и задней 8 бронзовых втулок*.

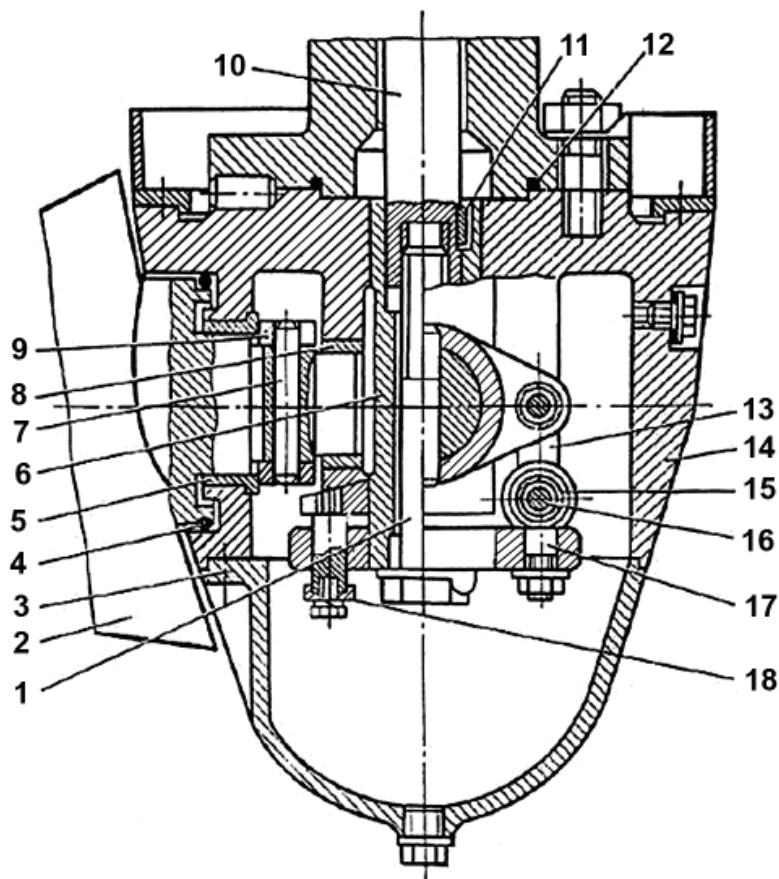


Рис. 2.5. Схема рабочего колеса с кривошипно-шатунным механизмом разворота лопастей:

- 1 – болт; 2 – лопасть; 3 – обтекатель; 4 – манжета; 5, 8 – втулки;
 6 – крестовина; 7 – штифт; 9 – рычаг; 10 – шток насоса; 11 – шпонка;
 12 – кольцо; 13 – планка; 14 – втулка; 15 – подшипник; 16 – палец;
 17 – проушина; 18 – ограничительная шайба

Рычаги механизма поворота закрепляются на лопастях неподвижно с помощью конических штифтов и удерживают своей боковой поверхностью лопасти от осевого перемещения. Соединительные планки связывают рычаги с проушинами через пальцы, запрессованные в них совместно с шарнирными подшипни-

ками. Крестовина с помощью болта и шпонки жестко соединена со штоком механизма привода.

Для смазки деталей механизма внутренняя полость втулки рабочего колеса и обтекателя заполняется консервационной смазкой. Место сопряжения лопасти и втулки рабочего колеса уплотняется резиновой манжетой.

Соединение рабочего колеса с валом насоса – фланцевое при помощи шпилек и цилиндрических шпонок. Место соединения уплотняется резиновым кольцом.

При развороте лопастей ручным или электромеханическим приводом его шток совместно с крестовиной совершает поступательное движение вверх или вниз. При этом крестовина через проушину и соединительные планки воздействует на рычаг, который, поворачиваясь, разворачивает лопасть рабочего колеса.

В рабочем колесе предусмотрен ограничитель разворота лопастей в конечных положениях. При полном закрытии лопастей крестовина упирается в нижний торец втулки рабочего колеса, при развороте на открытие – в ограничительную шайбу.

На рис. 2.6 показана схема рабочего колеса с кулисно-клиновым механизмом разворота лопастей. Лопасти укреплены в расточках втулки рабочего колеса 13 на направляющих втулках. Втулка 12 бронзовая, втулки 9 и 10 выполнены из легированной стали [6].

Шток ручного или электромеханического привода механизма разворота лопастей при помощи болта соединен с ползуном, число граней которого равно числу лопастей рабочего колеса. На гранях ползуна имеются наклонные пазы Б, а сам ползун установлен в бронзовых втулках 20 и 22.

Рычаг жестко соединен с лопастью посредством конического штифта 8. На палец рычага надевается бронзовая прямоугольная втулка-камень. Палец рычага вместе с камнем располагается в пазу ползуна. При работе привода механизма разворота шток с ползуном совершают возвратно-поступательное движение

и благодаря наклону паза рычаг поворачивает лопасть на требуемый угол вокруг своей оси в пределах диапазона регулирования.

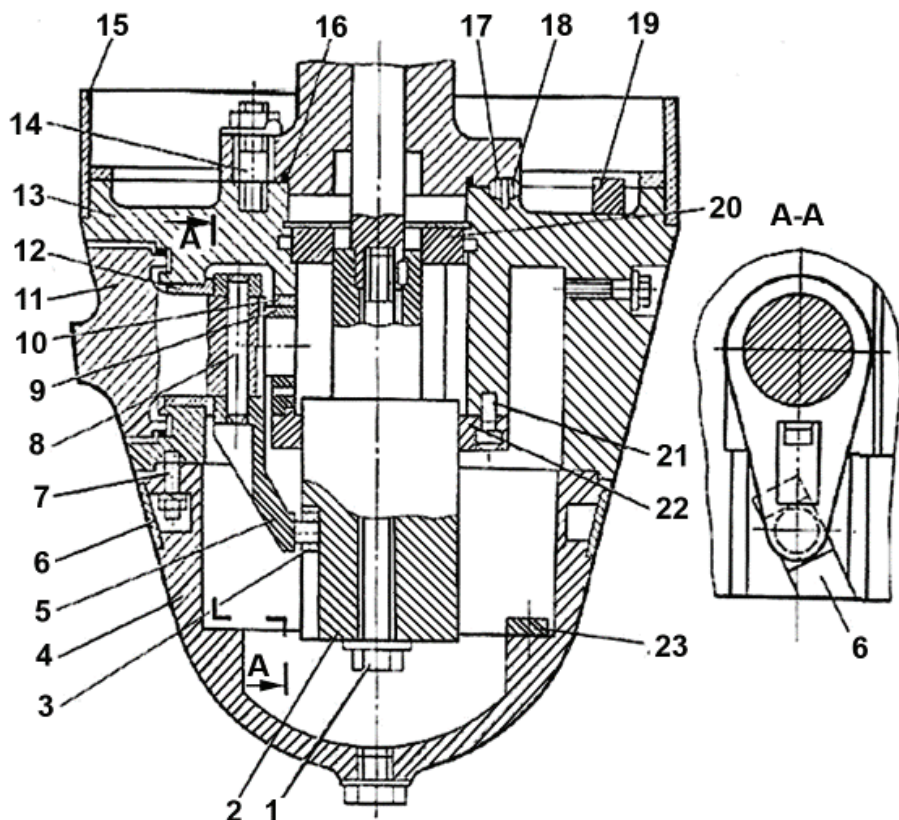


Рис. 2.6. Схема рабочего колеса с кулисно-клиновым механизмом разворота лопастей:

- 1 – болт; 2 – ползун; 3 – втулка-камень; 4 – обтекатель; 5 – рычаг; 6 – кожух;
 7, 14 – шпильки; 8, 17, 18 – штифты; 9, 10, 12 – втулки цапфы; 11 – лопасть;
 13 – втулка рабочего колеса; 15 – верхний обтекатель; 16 – кольцо;
 19, 23 – балансировочные грузы; 20, 22 – втулки ползуна; 21 – винт

К нижнему торцу втулки 13 шпильками 7 крепится нижний литой обтекатель рабочего колеса. Для устранения кавитационного разрушения шпилек выемки в обтекателе закрываются облицовкой. Сверху к втулке 13 крепится верхний обтекатель, который служит для предотвращения срыва потока. Он выполнен сварным из двух полуколец и в случае необходимости легко разбирается и

снимается, открывая доступ к крепежному соединению 14 вала с втулкой рабочего колеса. Это позволяет отделить рабочее колесо от вала, произвести осмотр, необходимый ремонт и замену изношенных деталей рабочего колеса.

На верхнем ободе втулки рабочего колеса приваривается балансирующий груз 19. Нижний обтекатель балансируется отдельно, а балансирующий груз 23 крепится болтами. Место сопряжения лопасти с втулкой рабочего колеса уплотняется резиновой манжетой, а соединение с валом насоса уплотняется резиновым кольцом. Внутренняя полость рабочего колеса заполняется маслом.

Схема рабочего колеса с кривошипно-шатунным механизмом разворота лопастей и электрогидравлическим приводом приведена на рис. 2.7 [6]. В окна втулки рабочего колеса установлены лопасти, которые болтами жестко связаны с рычагами и разъемными цапфами. Для передачи крутящего момента при развороте лопастей установлены штифты. Цапфы установлены в бронзовые втулки. Для герметизации внутренней полости, где залито масло, между фланцами лопастей и корпусом втулки установлены манжеты с подвижными кольцами.

Рычаги через серьги и проушины связаны с крестовиной, которая жестко при помощи закладных колец закреплена на штоке. Между крестовиной и проушиной установлены регулировочные шайбы для регулирования идентичности установки лопастей рабочего колеса. В верхней части втулки расположен поршень сервомотора. Шток направляется тремя бронзовыми втулками. Во втулках 17 и 19 установлены уплотняющие резиновые кольца. В верхней части рабочего колеса расположена крышка, к которой крепится вал насоса. По окружности крышки установлен разъемный обтекатель. Корпус втулки, крышки и вал насоса соединены шпильками, а передача крутящего момента осуществляется штифтами. К нижней части корпуса втулки крепится обтекатель, в днище которого установлена сливная пробка.

Масло под давлением 1,5–2,5 МПа поступает от гидропривода по маслошлангам через отверстия в штоке в верхнюю или нижнюю полость гидроцилиндра и перемещает поршень соответственно вниз или вверх. Через шток, кре-

стовину, проушины, серьги и рычаги производится разворот лопасти на заданный угол.

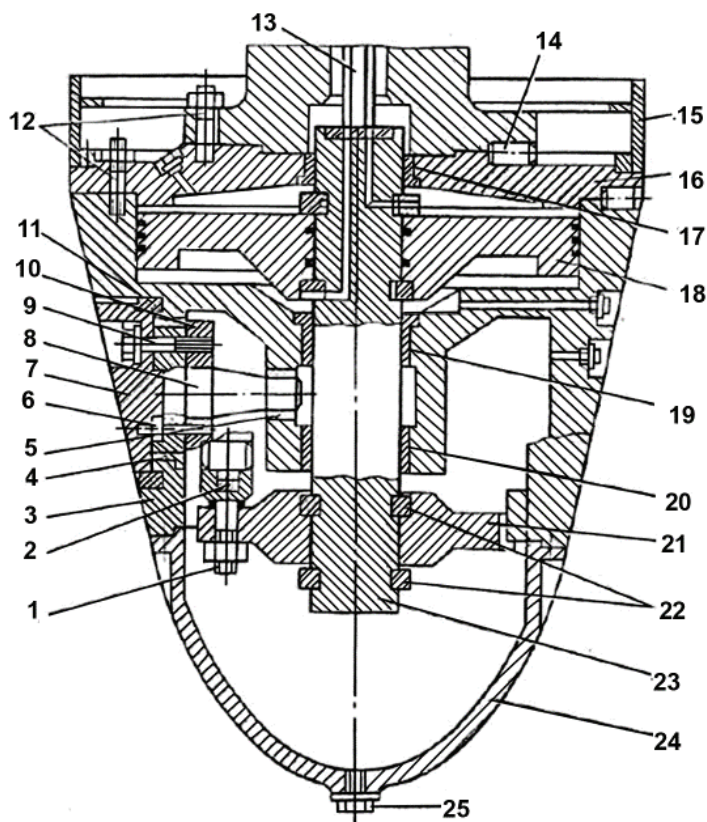


Рис. 2.7. Схема рабочего колеса с электрогидравлическим приводом механизма разворота лопастей:

- 1 – проушина; 2 – серьга; 3 – втулка рабочего колеса; 4, 5 – втулки цапфы;
 6, 14 – штифты; 7 – лопасть; 8 – цапфа; 9 – болт; 10 – рычаг; 11 – манжета;
 12 – шпильки; 13 – штанга; 15 – верхний обтекатель; 16 – крышка;
 17, 19, 20 – втулки штока; 18 – поршень; 21 – крестовина; 22 – кольцо;
 23 – шток; 24 – обтекатель; 25 – сливная пробка

Рабочее колесо насоса типа ОПВ11-260ЭГ конструктивно выполнено без крестовины. В нем проушины закреплены непосредственно на поршне и проходят через направляющие втулки с уплотнительными резиновыми кольцами. Движение от поршня передается непосредственно на проушину, соединенную

серьгой с рычагом и лопастью. Объединение поршня и крестовины в одну деталь упрощает в целом конструкцию колеса, однако требует высокой точности изготовления.

2.3.2. Приводы механизма разворота лопастей

Электромеханический привод разворота лопастей (см. рис. 2.8 [6]) размещается в специальном проставке, который устанавливается на ротор насоса между фланцами вала насоса и вала электродвигателя. Привод включает в себя редуктор, электродвигатель и винтовую передачу.

Трехступенчатый редуктор состоит из зубчатой цилиндрической передачи, первой 15 и второй 11 ступеней червячных передач. Корпус редуктора разъемный и состоит из верхнего и нижнего проставков. В верхнем проставке располагаются электродвигатель и стойка привода, которая жестко связывает шток насоса через тягу указателя со штоком узла дистанционного указателя разворота лопастей. В нижнем проставке корпуса располагается редуктор механизма привода, внутренняя полость которого заполняется маслом.

Привод редуктора осуществляется реверсивным электродвигателем. При необходимости изменения угла установки лопастей включается питание электродвигателя, вращение от которого передается зубчатой цилиндрической паре, а затем через первую и вторую червячные передачи – на винтовую пару, где оно преобразуется в возвратно-поступательное движение штока насоса. Винтовая передача располагается в полом вала насоса. Передача состоит из резьбовой втулки, жестко связанной с шестерней второй червячной ступени, и штока насоса, имеющего трапецеидальную резьбу.

Электромеханический привод позволяет производить разворот лопастей на заданный угол с пульта управления как на ходу, так и при остановленном насосе. Конструкция привода позволяет производить и ручной разворот лопастей при остановленном насосе. С этой целью в конструкции предусмотрен фиксатор, позволяющий выводить из зацепления силовую передачу редуктора. С по-

мощью торцевого ключа **червячный вал 18** при снятых заглушке и фиксаторе приводится во вращение, которое передается **резьбовой втулке 12** винтовой передачи, а затем преобразуется в возвратно-поступательное движение штока насоса.

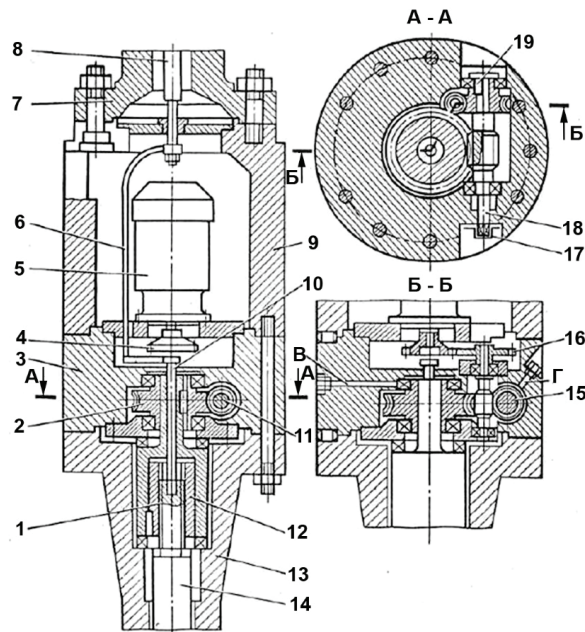


Рис. 2.8. Схема электромеханического привода механизма разворота лопастей:

- 1 – винтовая передача; 2, 4 – шестерни; 3 – редуктор; 5 – электродвигатель; 6 – стойка;
 7 – вал двигателя; 8, 14 – штоки; 9 – проставок; 10 – тяга; 11, 15 – червячная передача;
 12 – втулка; 13 – вал насоса; 16 – зубчатая передача; 17 – заглушка; 18 – вал червячный;
 19 – фиксатор

Для дистанционного управления и контроля за положением лопастей рабочего колеса применяются две схемы контроля: сельсинная и импульсная. В датчике осевое перемещение штока преобразуется в электрический сигнал, который передается на вторичный показывающий прибор, установленный на щите управления.

Схема ручного привода разворота лопастей представлена на рис. 2.9 [6]. Корпус привода располагается между фланцами валов насоса и электродвигателя. Привод состоит из двух передач: **червячной и винтовой**. Червячная ше-

стерня, закрепленная на валу насоса с помощью подшипника скольжения, имеет внутреннюю трапецеидальную резьбу и является одновременно элементом винтовой передачи. При вращении торцевым ключом червяка вращается червячное колесо, которое своей внутренней винтовой нарезкой воздействует на шток насоса, заставляя его совершать поступательное движение вверх или вниз в зависимости от направления вращения колеса.

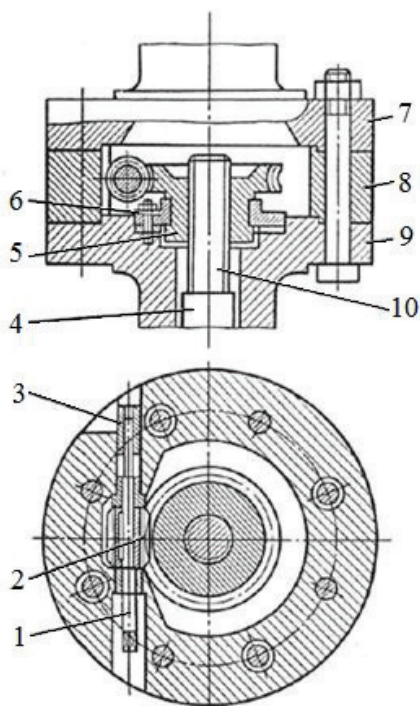


Рис. 2.9. Схема ручного привода механизма разворота лопастей:

- 1 – червяк; 2 – червячная передача; 3 – шкала; 4 – шток; 5 – червячное колесо;
6 – подшипник; 7 – вал электродвигателя; 8 – корпус; 9 – вал насоса;
10 – винтовая передача

Угол установки лопастей в рабочем колесе контролируется с помощью подвижной шкалы, закрепленной на червячном валу. Разворот лопастей ручным приводом осуществляется только при остановленном насосе.

Гидравлический привод разворота лопастей рабочего колеса предназначен для подачи масла под давлением в сервомотор рабочего колеса. Элек-

трогидравлический привод (см. рис. 2.10 [6]) включает в себя гидравлическую и электрическую системы, а также механизм обратной связи. Конструктивно привод можно разделить на подвижную и неподвижную части. Подвижная часть устанавливается на верхний торец вала приводного электродвигателя и включает в себя корпус, трехшестеренный реверсивный масляный насос с электродвигателем, запорные клапаны, золотник-размыкатель, регулируемые предохранительные клапаны, рукава и детали, передающие возвратно-поступательное движение от поршня сервомотора к сельсину-датчику (кронштейн, толкатель, шарик, шток). Неподвижная часть крепится к крышке двигателя и включает в себя кожух, маслоприемник, сельсин-датчик и щеткодержатель.

Гидросистема состоит из масляного насоса, запорно-регулирующей аппаратуры, рукавов, маслопроводов и сервомотора в рабочем колесе.

Маслонасос имеет одну ведущую шестерню и две ведомые, что обеспечивает две всасывающие и две напорные полости, меняющиеся при изменении направления вращения электродвигателя. Запорная аппаратура запирает полости сервомотора, что предотвращает произвольный поворот лопастей. Гибкие рукава соединяют маслопровод с корпусом гидропривода, позволяя маслопроводу совершать поступательное движение вверх-вниз. По маслопроводам масло подводится к полости сервомотора. Маслопровод состоит из нижней и верхней штанг, размещенных в центральной расточке вала агрегата.

Гидросистема начинает работу с включения электродвигателя и приведения в действие маслонасоса, который от двух напорных полостей подает масло в полость А гидрозамка. Масло под давлением перемещает золотник 4 влево, запорный клапан 17 вправо и поступает в рукав, а затем по маслопроводу в напорную полость сервомотора. Перемещаясь, золотник открывает запорный клапан 3 и соединяет сливную полость сервомотора с всасывающей полостью насоса. После окончания процесса регулирования оба клапана под действием пружин автоматически закрывают полости сервомотора. Два предохранительных клапана поддерживают в системе рабочее давление масла и предохраняют

ее от избыточного давления путем сброса масла в масляный бак. Для контроля за уровнем масла во вращающемся корпусе предусмотрена трубка, соединенная с масломерным устройством. При необходимости масло может быть долито через маслоприемник без остановки насосного агрегата.

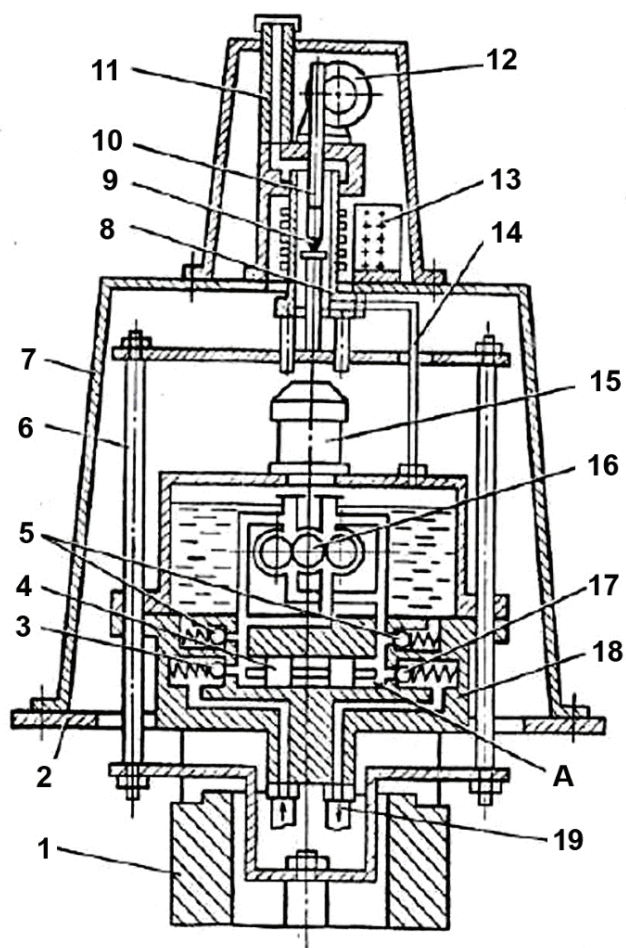


Рис. 2.10. Схема гидравлического привода механизма разворота лопастей:

- 1 – вал электродвигателя; 2 – крышка двигателя; 3,17 – запорные клапаны; 4 – золотник;
 5 – предохранительные клапаны; 6 – кронштейн; 7 – кожух; 8 – толкатель; 9 – шарик;
 10 – шток; 11 – маслоприемник; 12 – сельсин-приемник; 13 – щеткодержатель;
 14 – шланг; 15 – электродвигатель; 16 – масляный насос; 18 – корпус; 19 – рукав

Механизм обратной связи предназначен для контроля угла установки лопастей. Шестеренка, находящаяся на валу сельсин-датчика, входит в зубчатое зацепление со штоком. Шток через шарик, толкатель и кронштейн соединен с маслопроводом, поступательное движение которого синхронно с движением поршня сервомотора. Таким образом, движение поршня сервомотора передается на ротор сельсин-датчика, поворачивая его на определенный угол. На пульте управления установлен сельсин-приемник, по шкале которого определяется угол разворота лопастей.

2.3.3. Корпусные части

Корпусные детали образуют **проточную часть** осевого насоса. Они предназначены для формирования и направления потока жидкости, а также для размещения и закрепления опорных элементов насоса. По своей конструкции **корпусные части** (см. рис. 2.11 [6]) осевых насосов идентичны и отличаются лишь геометрическими размерами и исполнением проточной части выправляющего аппарата.

Переходной конус 1 литой однофланцевой конструкции осуществляет подвод потока от горловины всасывающей трубы к рабочему колесу насоса. Фланцем конус крепится к камере рабочего колеса. Другой его конец свободен, что позволяет компенсировать суммарную погрешность в линейных размерах корпусных частей при их сборке. В месте сопряжения с горловиной всасывающей трубы конус герметизируется компенсационным уплотнением, состоящим из нажимного кольца и уплотняющего элемента. Уплотнение позволяет демонтировать переходной конус и камеру рабочего колеса, что открывает доступ к рабочему колесу для его ревизии и ремонта.

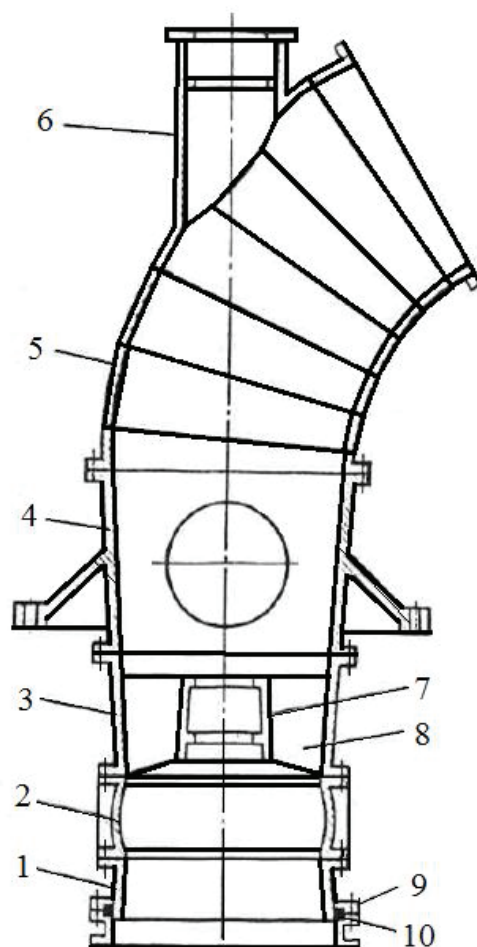


Рис. 2.11. Схема корпусных частей осевого насоса:

- 1 – переходной конус; 2 – камера рабочего колеса; 3 – выправляющий аппарат;
 4 – диффузор; 5 – отвод; 6 – горловина отвода; 7 – втулка; 8 – лопасть;
 9 – нажимное кольцо; 10 – уплотнение

В *камере* 2 помещается рабочее колесо насоса и происходит преобразование механической энергии вращения ротора в гидравлическую энергию потока воды. *Камера рабочего колеса* выполнена из углеродистой или нержавеющей стали. Она состоит из двух литых половин. Верхним фланцем камера крепится к выправляющему аппарату, а к нижнему фланцу присоединяется переходной конус. Внутренняя рабочая поверхность камеры в поворотно-лопастных насо-

сах выполнена сферической, а в жестколопастных – цилиндрической. Для уменьшения протечек воды зазоры между стенкой камеры и наружными кромками лопастей не должны превышать 0,001 диаметра рабочего колеса при любом его положении. Разъемная конструкция камеры позволяет производить осмотр и демонтаж рабочего колеса без разборки насоса.

Выправляющий аппарат 3 предназначен для раскрутки вращающегося потока на выходе из рабочего колеса и придания ему осевого движения, при этом кинетическая энергия вращательного движения преобразуется в давление. Выправляющий аппарат выполнен литым из стали 25Л и состоит из наружного корпуса с двумя фланцами и внутренней втулки, которые соединяются между собой радиальными профилирующими лопатками. Во внутренней втулке имеется расточка, в которую устанавливается нижний направляющий подшипник насоса, а к верхнему торцу прикрепляется обтекатель, обеспечивающий плавность схода потока с втулки.

На выправляющем аппарате размещен **диффузор 4** сварной конструкции. На диффузоре установлен люк для осмотра проточной части, монтажа и демонтажа нижнего подшипника и обтекателя выправляющего аппарата. К диффузору крепятся лапы, которыми он опирается на фундаментные плиты.

Отвод 5 сварной или литой конструкции поворачивает поток воды на 60° относительно оси агрегата и направляет его в напорный трубопровод насосной станции. В расточке горловины отвода устанавливается верхний направляющий подшипник насоса.

При сборке корпусных частей между сопрягаемыми фланцами для их герметизации устанавливают прокладки. Для предотвращения смещения в процессе эксплуатации корпусных частей относительно друг друга производят их штифтовку между собой.

2.3.4. Вал насоса

Вал – одна из наиболее ответственных деталей насоса. Он передает крутящий момент от вала электродвигателя рабочему колесу, воспринимает **осевые и радиальные усилия**, а в нестационарных режимах и знакопеременные нагрузки. **Вал насоса** (см. рис. 2.2) представляет собой цилиндрическую поковку из углеродистой стали с двумя фланцами на концах и сквозным центральным отверстием, через которое проходят шток или маслопроводящие штанги привода механизма разворота лопастей. Одним фланцем вал присоединяется болтами к фланцу вала электродвигателя, а другим фланцем с помощью шпилек и радиальных шпонок – к рабочему колесу. В зоне сопряжения с направляющими подшипниками и уплотнениями вал наплавлен нержавеющей сталью. На торце верхнего фланца выполнено центрирующее отверстие, а на нижнем фланце – центрирующий выступ.

Несмотря на большие длины и диаметры валов, к точности их изготовления предъявляются высокие требования. Торцевое биение фланцев не должно превышать 0,02 мм, а радиальное биение шеек вала – 0,03 мм.

2.3.5. Направляющие подшипники насоса

Направляющие подшипники насоса предназначены для фиксации вала в заданном положении и восприятия радиальных нагрузок от механических, гидравлических и электрических усилий на ротор агрегата, в том числе от остаточного и возникающего небаланса.

В осевых насосах типа ОПВ в качестве верхнего и нижнего направляющих подшипников используются **подшипники скольжения на водяной смазке**. Верхний направляющий подшипник устанавливается в горловине отводящего колена, а нижний – во внутренней втулке выправляющего аппарата. Зона тре-

ния подшипников отделяется от перекачиваемой воды уплотнительными устройствами. Верхний и нижний подшипники выполнены взаимозаменяемыми.

В качестве поверхностей скольжения в подшипниках используются лигно-фолиевые и обрезиненные вкладыши. **Направляющий подшипник с лигнофолиевыми вкладышами** (см. рис. 2.12 [6]) состоит из литого, чугунного или стального, разъемного корпуса, по внутреннему диаметру которого напрессованы лигнофолиевые вкладыши. Вкладыши от смещения и выпадения удерживаются упорными металлическими планками. Для изготовления вкладышей применяют древесно-слоистый пластик марок ДСП-А или ДСП-Б-10. Корпус подшипника выполнен из двух половин, соединенных между собой болтами. На наружной поверхности корпуса имеются фланец и посадочные пояски, с помощью которых он центрируется и закрепляется в корпусных частях насоса.

Направляющий подшипник с обрезиненными вкладышами (см. рис. 2.13 [6]) состоит из литого разъемного корпуса, к внутренней поверхности которого шпильками крепятся секторы обрезиненного вкладыша, представляющие собой части стального цилиндра с привулканизированной по внутреннему диаметру резиной. На обрезиненной поверхности выполнены продольные канавки, по которым во время работы насоса протекает вода, смазывающая и охлаждающая подшипник. Между секторами вкладыша и корпуса подшипника по поверхности прилегания устанавливаются металлические прокладки, которыми регулируется зазор между подшипником и валом.

Уплотнения предназначены для предотвращения попадания перекачиваемой воды в зону трения направляющих подшипников и сокращения утечки технической воды, применяемой для смазки и охлаждения подшипников. В осевых насосах наибольшее распространение получили сальниковые, воротниковые и торцевые резиновые уплотнения.

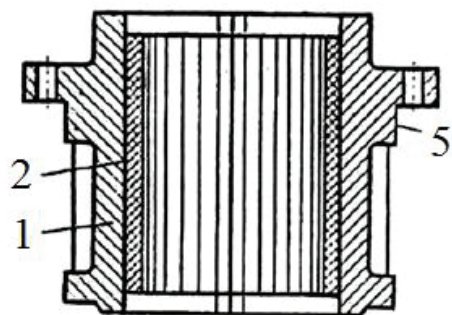


Рис. 2.12. Направляющий подшипник с лигнофолиевыми вкладышами:
1 – разъемный корпус; 2 – лигнофолиевые вкладыши; 3 – болт; 4 – упорная планка;
5 – посадочные пояски

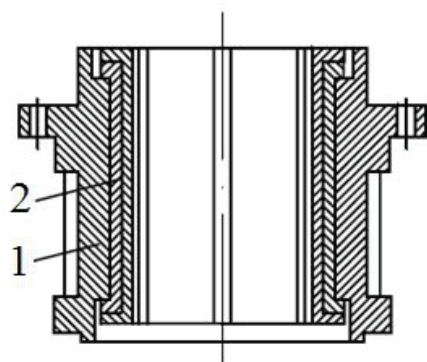


Рис. 2.13. Схема направляющего подшипника насоса с обрезиненными вкладышами:
1 – разъемный корпус; 2 – обрезиненные вкладыши; 3 – болт; 4 – шпилька

2.3.6. Уплотнения вала насоса

Конструкция **сальникового уплотнения** показана на рис. 2.14 [6]. В расточку корпуса направляющего подшипника устанавливается и закрепляется корпус уплотнения, состоящий из двух половин. Во внутреннюю проточку корпуса установлены сальниковая набивка и фонарное кольцо, к которому через отвер-

стие *A* подводится вода из системы технического водоснабжения под давлением, превышающим давление перекачиваемой жидкости на 0,05–0,1 МПа.

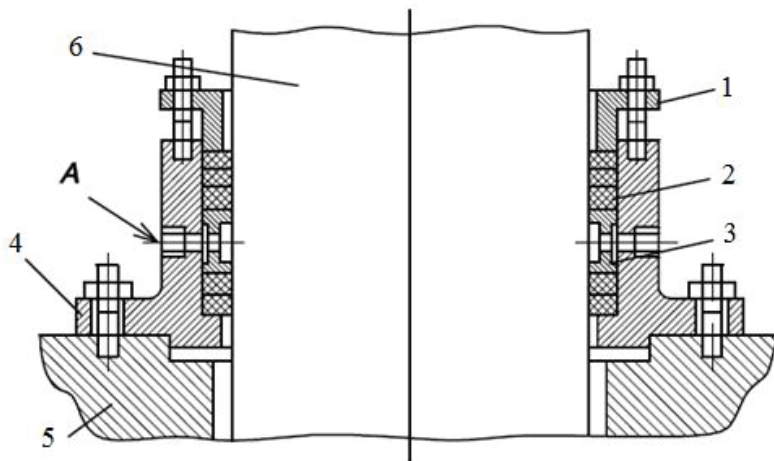


Рис. 2.14. Сальниковое уплотнение вала насоса:

- 1 – грундбукса; 2 – сальниковая набивка; 3 – фанарное кольцо;
4, 5 – корпуса уплотнения и подшипника; 6 – вал насоса

Сальниковая набивка выполняется из отдельных колец прямоугольного сечения с прямым или под углом 45° срезом в стыке. Кольца устанавливаются со смещением разрезов на 120° при нечетном и 180° при четном числе колец набивки. В качестве материала применяется плетеный асбестовый или хлопчатобумажный шнур, пропитанный жировым антифрикционным составом.

Герметизация контакта вращающегося вала и сальниковой набивки производится поджатием ее грундбуксой. Грундбукса в подтянутом состоянии должна входить в корпус не более чем на 0,3 своей рабочей длины, но не менее чем на 2 мм. Во время эксплуатации из набивки выделяются жировые и другие наполнители, она уплотняется и теряет герметичность. Периодически производится подтяжка набивки для обеспечения герметичности уплотнения. При этом следят, чтобы фанарное кольцо не перекрывало отверстие *A*.

Сальниковые уплотнения применяются для уплотнения верхнего направляющего подшипника, в котором рабочей средой является техническая или перекачиваемая вода, а окружающей – воздух.

Для уплотнения нижнего направляющего подшипника **применяются воротниковые уплотнения** (рис. 2.15 [6]). В качестве герметизирующего элемента используется резиновое кольцо – **воротник**, которое с помощью колец 1, 3 и шпилек 5 закрепляется к корпусу направляющего подшипника. Заготовка для манжеты вырезается из листовой резины толщиной 4–6 мм. Манжета может состоять из двух полуколец, которые затем склеиваются между собой на валу насоса с таким расчетом, чтобы ее внутренний диаметр был на 6 % меньше диаметра вала насоса. В таком виде резиновое кольцо образует на валу воротниковую манжету с кромкой, отогнутой навстречу давлению уплотняемой воды. На поверхности воротника, прилегающей к валу, напильником насекают канавки глубиной до 1 мм для прохода смазочной воды и предупреждения подгорания резины.

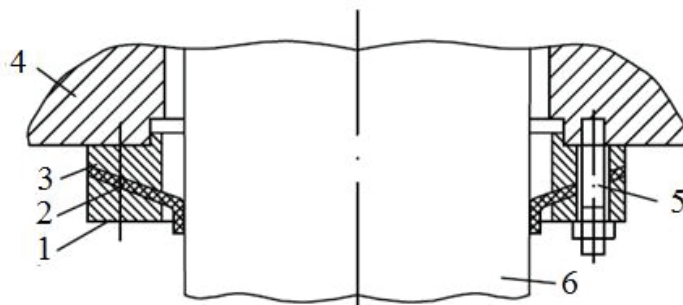


Рис. 2.15. Воротниковое уплотнение вала насоса:

1, 3 – кольца; 2 – резиновое кольцо; 4 – корпус подшипника;
5 – шпилька; 6 – вал насоса

Сальниковые и воротниковые уплотнения просты по конструкции и обеспечивают быструю замену изношенного герметизирующего элемента без разборки насоса. Одним из существенных недостатков этих уплотнений является износ вала в месте контакта с сальниковой набивкой или манжетой.

Стремление к устранению износа вала привело к применению в насосах **торцевого резинового уплотнения** (рис. 2.16), у которого трение происходит между плоским резиновым кольцом и диском, закрепленным на валу насоса.

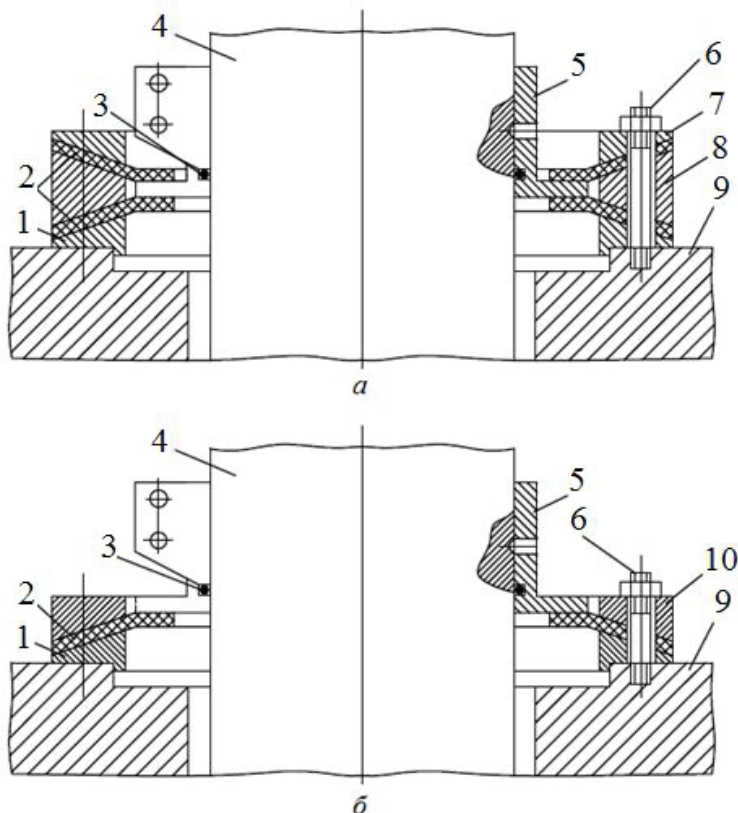


Рис. 2.16. Торцевое резиновое уплотнение вала насоса [6]:

а – двойное; *б* – одинарное; 1 – корпус; 2 – резиновое кольцо; 3 – шнур; 4 – вал насоса; 5 – вращающийся диск; 6 – шпилька; 7, 8, 10 – кольца; 9 – направляющий подшипник

На валу насоса жестко закрепляется разъемный вращающийся диск, выполненный из нержавеющей стали. Зазор между валом и диском уплотняется резиновым шнуром. Плоское резиновое кольцо совместно с корпусом 1 и кольцами 7, 8, 10 с помощью шпилек жестко крепится к корпусу направляющего подшипника. Благодаря установке резинового кольца на коническую поверхность в корпусе и кольцах создается его предварительный натяг в месте контакта с рабочей торцевой поверхностью вращающегося диска. Во время работы резино-

вое кольцо давлением уплотняемой воды и предварительным натягом прижимается к вращающемуся диску, надежно герметизируя вал насоса.

Резиновое кольцо изготавливается из маслостойкой листовой резины толщиной 5–6 мм. На рабочей поверхности кольца выполнены канавки глубиной до 1 мм для поступления воды на охлаждение и смазку.

На рис. 2.16, *а* представлено **двойное уплотнение**, которое применяется в условиях, когда уплотняемой средой является техническая вода, а окружающей – перекачиваемая.

На рис. 2.16, *б* показана конструкция **одинарного уплотнения**, которое применяется в тех же условиях, что и сальниковое уплотнение.

2.4. Износ и повреждения элементов осевых насосов

Опыт эксплуатации крупных насосов, перекачивающих жидкости с абразивными частицами, показал, что **детали проточной части** подвергаются интенсивному **гидроабразивному и навигационному изнашиванию**.

Абразивное изнашивание материала происходит в результате механического воздействия на него (резания или царапания) твердых частиц, находящихся в свободном или закрепленном состоянии. При этом с изнашиваемой поверхности удаляется материал либо в виде очень тонкой стружки, либо в виде фрагментов, предварительно выдавленных из деформированной царапины, либо в виде дисперсных частиц, отделяющихся при однократном или многократном воздействии.

Гидроабразивное изнашивание является разновидностью абразивного изнашивания, когда износ происходит при совместном воздействии на материал детали твердых абразивных частиц и потока воды, несущего эти частицы.

Кавитация представляет собой сложное физическое явление, характеризующееся появлением в потоке пустот (каверн) в результате уменьше-

ния местного давления ниже давления водяных паров при данной температуре. При перенесении пузырьков, насыщающих кавитационную камеру, в зону повышенных давлений содержащийся в них пар мгновенно конденсируется и окружающая жидкость с большой скоростью заполняет освободившийся объем. При упругом сжатии пузырьков происходит чередование больших давлений и последующих разрежений, вызывающих колебание частиц окружающей жидкости со звуковой и ультразвуковой частотами (микроудары). Воздействуя на детали проточной части насоса, эти колебания вызывают разрушение их поверхности.

Кроме механического воздействия кавитации на разрушение металла оказывают влияние *химическое воздействие*, обусловленное высокой активностью кислорода воздуха в момент выделения его из воды, и процессы электрохимической коррозии.

Кавитацию, которой подвергаются насосы, можно подразделить на следующие виды: *профильную*, происходящую при обтекании потоком рабочего колеса за счет общего понижения давления до давления парообразования на стороне разрежения; *целевую*, возникающую в результате больших скоростей в зазорах между вращающимися и неподвижными деталями; *местную* (срывную), протекающую за счет местного понижения давления.

Суммарное воздействие всех этих факторов вызывает интенсивный износ и разрушение элементов проточной части насосов, особенно рабочих колес.

На рис. 2.17 [6] показаны характерные *повреждения лопастей и втулки рабочего колеса* осевого насоса. Наиболее интенсивному разрушению в лопастях подвержены периферийные кромки в зазоре между лопастью и камерой рабочего колеса и поверхность пера лопасти, особенно с тыльной стороны, ближе к периферии. Во втулке наиболее интенсивно изнашивается поверхность в зоне зазоров с торцевой частью пера лопасти со стороны входной и выходной кромок.

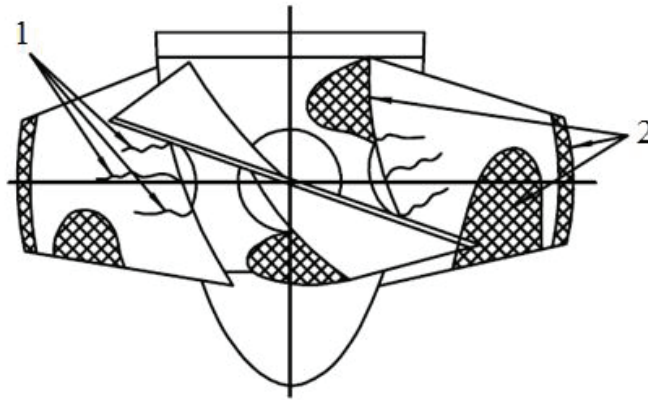


Рис. 2.17. Износ осевого рабочего колеса:

1 – трещины; 2 – гидроабразивный и кавитационный износы

При длительной эксплуатации насосов возникают **трещины в лопастях** из-за работ с повышенной вибрацией и в нерасчетных режимах, плохого качества материала, а также усталости металла. Трещины чаще всего возникают в плавном переходе от фланца к перу лопасти и в углах пересечения периферийной и входной кромок, что является **причиной поломки и отрыва лопастей**.

В поворотно-лопастных рабочих колесах наблюдается **утечка масла** из внутренней полости за счет нарушения герметичности и износа сопрягаемых деталей механизма разворота лопастей, приводящего к появлению люфтов и "качке" лопастей относительно втулки.

Одним из наиболее распространенных дефектов рабочего колеса является **нарушение статической балансировки** из-за неравномерного износа и утери балансировочного груза.

Основным видом **износа камеры рабочего колеса** осевого насоса является кавитационный износ в зоне оси вращения лопастей (см. рис. 2.18 [6]). Для износа рабочей поверхности камеры характерны пористость, глубокие раковины, язвы. Известны случаи, когда стенки камеры, изготовленной из углеродистой

стали, разрушались. Появление на рабочей поверхности даже незначительных язвин и неровностей влечет за собой резкое интенсивное разрушение.

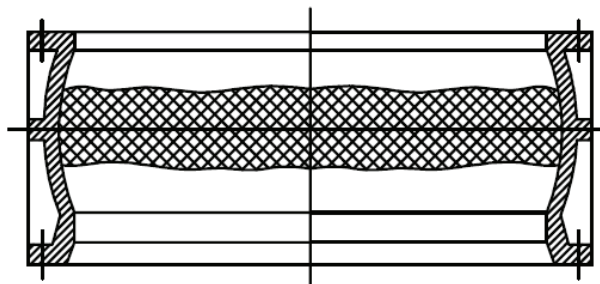


Рис. 2.18. Износ камеры рабочего колеса осевого насоса

В **выправляющем аппарате** осевого насоса наиболее характерным является *гидроабразивный* и *кавитационный* износ лопаток, а также механический износ поверхностей, сопрягаемых с корпусом нижнего направляющего подшипника (рис. 2.19 [6]). В лопатках наиболее интенсивному износу подвержены входные участки, которые изнашиваются полностью на ширине до 150 мм. Их износ приводит к снижению КПД насоса до 4 %.

Сопряженные с корпусом направляющего подшипника *цилиндрические и торцевая поверхности* в посадочных поясах в процессе эксплуатации под воздействием радиальных нагрузок подвергаются истиранию и смятию.

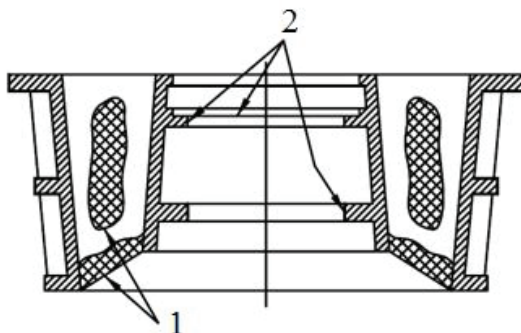


Рис. 2.19. Износправляющего аппарата:

1 – гидроабразивный и кавитационный износы; 2 – истирание и смятие

2.5. Расчет осевых насосов

2.5.1. Основные положения расчета осевых насосов

Осевой насос состоит из лопастного колеса и направляющего аппарата, последовательно расположенных в цилиндрической трубе (см. рис. 2.2). Поток, в целом, в насосе имеет осевое направление и приращение давления потока происходит исключительно за счёт преобразования кинетической энергии в давление. Однако осевое направление потока не исключает возможности радиальных перемещений у отдельных струй потока, и их движение может иметь сложный трёхмерный характер, почти недоступный теоретическому исследованию. Для упрощения задачи на расчётном режиме стремятся обеспечить осевое направление потока, при котором

$$c_r = 0. \quad (2.1)$$

При этом условии частица жидкости, находящаяся на расстоянии r от оси в начальный момент, во всё время движения остаётся на цилиндрической поверхности данного радиуса.

Таким образом, поверхности тока имеют цилиндрическую форму. Выполнение условия (2.1) возможно при наличии равновесия в таком трёхмерном потоке, когда

$$H_T = const \quad (2.2)$$

для всех поверхностей тока.

Цилиндрические поверхности тока допускают развёртку на плоскость, что даёт плоскую решётку профилей (см. рис. 2.20). Плоская решётка профилей характеризуется шагом t , длиной хорды профиля l и углом установки хорды к оси решётки β . Шаг в решётке профилей осевого насоса настолько велик, что понятие о канале, которым пользуются в элементарной теории центробежных насосов, неприменимо. Элементарная теория осевых насосов исходит из представ-

ления о взаимодействии единичного профиля с потоком с последующей поправкой на взаимное влияние профилей в решётке. На некотором расстоянии до и после решётки возмущающее влияние отдельных профилей сглаживается и остаётся только общий результирующий эффект действия решётки на поток, который легко выявить, рассмотрев планы скоростей.

Решётка профилей лопастного колеса движется поступательно в направлении своей оси со скоростью $u = \omega r$. В относительном движении скорость u является переносной, общей для всей области.

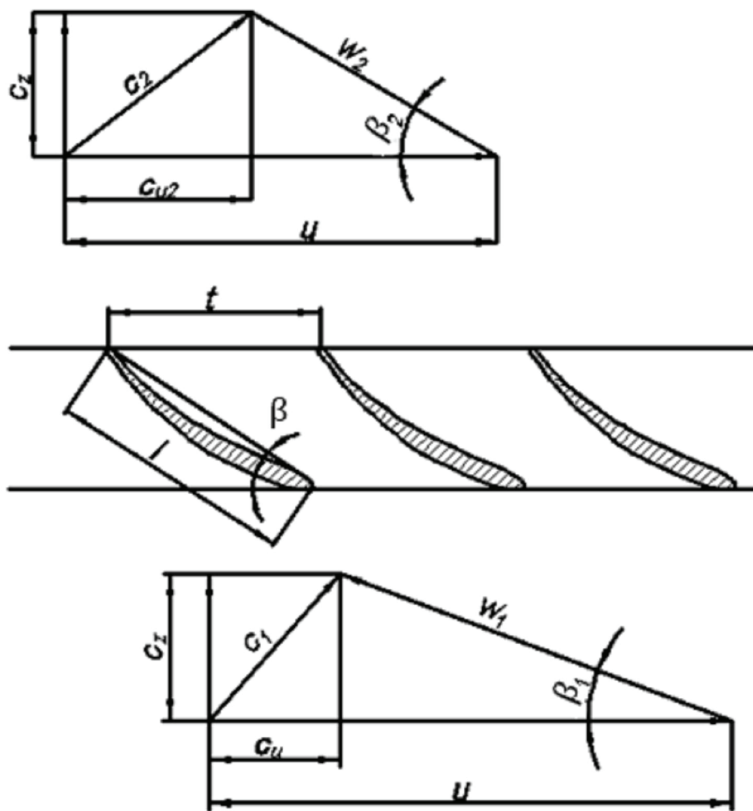


Рис. 2.20. Плоская решётка профилей

Абсолютная скорость потока до решётки c_1 с составляющими c_{u1} и c_{z1} определяется условиями подвода потока к лопастному колесу насоса. Относительная скорость w_1 получается как разность c_1 и u (см. рис. 2.20).

Из плана скоростей после решётки следует, что осевая составляющая абсолютной скорости, вытекающая из уравнения сплошности, сохранит значение, равное величине до решётки:

$$c_{z2} = c_{z1} = c_z.$$

Таким образом, возмущающее действие плоской решётки распространяется лишь на составляющую c_u , параллельную оси решётки.

Совмещение планов скоростей до и после решётки (рис. 2.21) даёт возможность более наглядно выявить возмущающее действие решётки на поток жидкости. Средняя геометрическая относительная скорость из значений до и после решётки

$$w_\infty = \sqrt{w_z^2 + \left(\frac{w_{u1} + w_{u2}}{2} \right)^2} \quad (2.3)$$

играет в теории решётки ту же роль, что скорость на бесконечности в случае единичного профиля, и поэтому обозначается индексом ∞ .

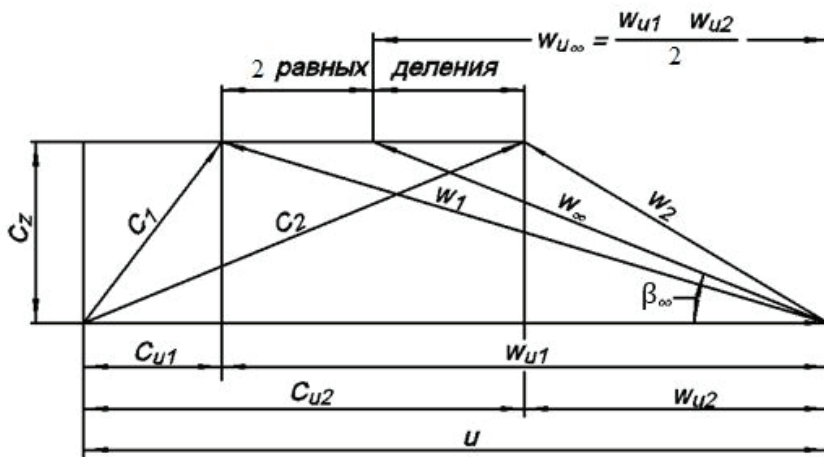


Рис. 2.21. План скоростей для плоской решетки

Циркуляция скорости по контуру, охватывающему профиль в параллельной решётке,

$$\Gamma_1 = t(c_{u2} - c_{u1}). \quad (2.4)$$

На основании уравнения количеств движения можно найти равнодействующий момент взаимодействия лопастного колеса с потоком по величине возмущения, создаваемого им в потоке. При этом кинематика потока внутри области, занятой лопастным колесом, исключается из рассмотрения. Исследование сил взаимодействия профиля в решётке с потоком позволяет установить связь с работой единичного профиля. Установление такой связи весьма ценно, так как открывает возможности по использованию опытных данных авиационных продувок единичных профилей при расчёте осевых насосов.

2.5.2. Силы взаимодействия профиля плоской решётки с потоком

При исследовании силы взаимодействия профиля в решётке с потоком сначала определяется её значение для условий идеальной жидкости A , а затем для реальной R . Сопоставление этих сил позволит установить влияние вязкости.

Силу A можно разложить на две составляющие: A_u – направленную по оси решётки и A_z – направленную нормально к оси решетки. Определение составляющей A_u возможно путём применения только уравнения количеств движения, и ее значение остается неизменным также и для реальной жидкости, т. е. $A_u = R_u$. При определении осевой составляющей A_z необходимо применение уравнения энергии, и значения A_z и R_z отличны друг от друга как зависящие от вязкости.

Если в плоской параллельной решетке высотой, равной единице (рис. 2.22), выделить замкнутую область контуром, охватывающим профиль и образованным двумя расположенными на расстоянии шага линиями тока, 1, 2 и 1', 2', и двумя прямыми, параллельными оси решётки до и после решетки 1, 1' и 2, 2', то

в таком контуре в одноименных смещённых на шаг вдоль оси решетки точках имеют место одинаковые значения давлений и скоростей.

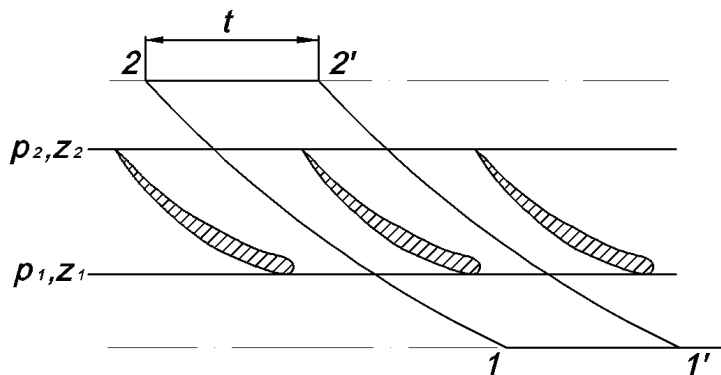


Рис. 2.22. Циркуляция скорости

Из уравнений количеств движения для выделенной области в направлении оси решётки следует, что силы, действующие по контурам 1, 2 и 1', 2', равны по величине, но обратны по знаку в связи с обратным направлением внешней нормали; силы, действующие по контурам 1, 1' и 2, 2', дают проекцию в направлении оси u , равную нулю; таким образом, из внешних сил остаётся только сила, с которой профиль действует на поток, т. е. сила A_u , но с обратным знаком. Отсюда

$$-A_u = -\rho c_z t (w_{u2} - w_{u1}), \quad (2.5)$$

где ρ – плотность жидкости γ/g . В правой части впереди поставлен знак минус, так как окружные составляющие относительной скорости как до решётки, так и после направлены в сторону, обратную оси u . Замена окружных составляющих относительной скорости их значениями через абсолютную и переносную скорость

$$c_u = u + w_u$$

даёт для силы A_u выражение

$$A_u = -\rho c_z t (c_{u2} - c_{u1}) = -\rho c_z \Gamma_1 = -\rho w_z \Gamma_1. \quad (2.6)$$

Знак минус означает, что A_u направлен против направления u .

Из уравнения количеств движения для выделенной области в направлении оси z следует (при этом необходимо учесть силу веса, действующую на выделенный объём, а также силы гидродинамического давления по частям контура 2, 2' и 1, 1'):

$$t(p_1 - p_2) - \gamma t(z_2 - z_1) - A_z = \rho c_z t(c_{z2} - c_{z1}) = 0;$$

так как

$$c_{z2} = c_{z1},$$

то

$$A_z = t\gamma \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_2 - z_1 \right). \quad (2.7)$$

Если определить стоящую в правой части уравнения (2.7) разность потенциальной энергии потока, пользуясь уравнением энергии в относительном движении для идеальной жидкости, то выражение силы A_z примет вид

$$\begin{aligned} A_z &= t \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \\ &= \rho t \frac{w_{u2}^2 + w_{z2}^2 - w_{u1}^2 - w_{z1}^2}{2} = \rho t \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2} (w_{u2} - w_{u1}) = \\ &= -\rho t (c_{u2} - c_{u1}) \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2} = -\rho \Gamma_1 \frac{w_{u2} + w_{u1}}{2}, \end{aligned}$$

так как $w_{z2} = w_{z1}$. Если обозначить $\frac{w_{u2} + w_{u1}}{2} = w_{u\infty}$, то

$$A_z = -\rho \Gamma_1 w_{u\infty}. \quad (2.8)$$

Знак минус означает, что сила A_z , с которой поток действует на профиль, направлена в сторону, противоположную оси z . Из уравнений (2.6) и (2.8) следует:

$$A = \sqrt{A_u^2 + A_z^2} = \rho \Gamma_1 \sqrt{w_{z\infty}^2 + w_{u\infty}^2} = \rho \Gamma_1 w_\infty \quad (2.9)$$

и

$$\operatorname{tg}(A, \hat{u}) = \frac{A_z}{A_u} = \frac{w_{u\infty}}{w_{z\infty}} = \operatorname{ctg}\beta. \quad (2.10)$$

Уравнения (2.9) и (2.10) выражают *теорему о подъёмной силе Жуковского в применении к профилю решётки*: подъёмная сила, с которой поток действует на профиль A , равна произведению плотности жидкости ρ на циркуляцию скорости по контуру профиля Γ_1 и на значение скорости в бесконечности w_∞ ; направление вектора силы повернуто к скорости w_∞ на прямой угол в сторону, обратную циркуляции. План сил, действующих на профиль решётки в идеальной жидкости, дан на рис. 2.23.

Окружная составляющая подъёмной силы, полученная применением только уравнения количества движения, одинакова для реальной и идеальной жидкости:

$$R_u = A_u. \quad (2.11)$$

Уравнение (108) получено также из уравнения количеств движения, поэтому оно справедливо для реальной жидкости:

$$R_z = \gamma \left(\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 + z_2 \right). \quad (2.12)$$

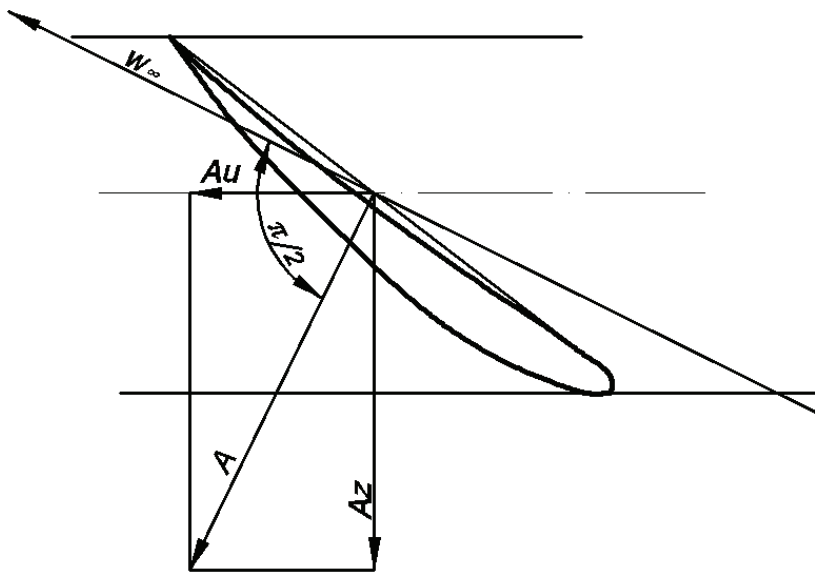


Рис. 2.23. План сил, действующих на профиль решётки в идеальной жидкости

В дальнейшем, применяя уравнение энергии для реальной жидкости, необходимо учесть потери; следовательно,

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_w, \quad (2.13)$$

где h_w – потери энергии в области решётки. Отсюда

$$R_z = \gamma \left[\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_w \right] = -(\rho \Gamma_1 w_{u\infty} - \gamma h_w), \quad (2.14)$$

где знак минус означает, что сила R_z направлена в сторону, противоположную оси.

На рис. 2.24 представлен план сил, действующих на профиль решётки в реальной жидкости. Равнодействующая сила $R = \sqrt{R_u^2 + R_z^2}$ в этом случае уже не направлена по нормали к w_∞ и составляет с ней некоторый угол λ . Силу R разлагают на составляющие; Y – в нормальном к w_∞ направлении, называемую *подъёмной силой*, и X – в направлении w_∞ называемую *лобовым сопротивле-*

A diagram of a rectangular plate with width l and height h_w . A force N is applied at the bottom-left corner A at an angle β_∞ to the horizontal. A force R is applied at a point Y on the left edge, at a distance $l\gamma h_w$ from the bottom. A horizontal force R_u and a vertical force R_z are applied at the top-left corner. A force X is applied at the top-right corner. The angle between the line AX and the vertical is λ . The angle between the line AY and the vertical is $\beta_\infty + \lambda$. A horizontal line at the top is labeled w_∞ .

Отношение лобового сопротивления X к подъёмной силе Y – носит название *обратного качества профиля* и равно тангенсу угла λ наклона результирующей силы R к направлению нормали N к скорости w_∞ :

$$\frac{X}{Y} = \operatorname{tg} \lambda. \quad (2.15)$$
$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_T - h_w}{H_T} = 1 - \frac{h_w}{H_T}. \quad (2.16)$$

Напор, потерянный на гидравлические сопротивления в решётке, равен работе силы лобового сопротивления X , отнесенной к единице веса протекающей жидкости:

$$h_w = \frac{X w_\infty}{\gamma w_{\infty z} t} = \frac{R \sin \lambda w_\infty}{\gamma w_\infty \sin \beta_\infty t} = \frac{R \sin \lambda}{\gamma t \sin \beta_\infty}. \quad (2.17)$$

Теоретический напор H_T равен работе окружной составляющей R_u , отнесённой к единице веса протекающей жидкости:

$$H_T = \frac{u R_u}{t \gamma w_{\infty z}} = \frac{R \sin(\beta_\infty + \lambda)}{\gamma t w_\infty \sin \beta_\infty}. \quad (2.18)$$

Из уравнений (2.16)–(2.18) следует:

$$\eta_h = 1 - \frac{w_\infty}{u} \cdot \frac{\sin \lambda}{\sin(\beta_\infty + \lambda)} \quad (2.19)$$

Полученные значения силы взаимодействия профиля решётки с потоком реальной жидкости R и величины гидравлического КПД устанавливают связь между работой единичного профиля и решётки. Однако взаимное влияние профилей в решётке приводит к тому, что подъёмная сила и лобовое сопротивление профиля в решётке отличаются от таковых для единичного профиля. В решётках с достаточно большим отношением $\frac{t}{l}$ взаимное влияние профилей незначительно и экспериментальные данные продувок единичных профилей могут быть с незначительными поправками использованы для расчёта решётки. На этом построена элементарная теория расчёта осевых насосов.

2.5.3. Расчёт лопастного колеса

Расчёт осевых насосов сводится к определению основных размеров лопастного колеса и направляющего аппарата, а также достаточного числа цилиндрических сечений лопастей колеса и аппарата. При подборе сечений лопастей расчёт проводится с использованием опытных данных аэродинамических продувок единичных профилей. Полученная поправка на взаимное влияние профилей при работе в условиях решётки вносится приближённо, расчётно-теоретическим путём. Этот путь даёт более удовлетворительные результаты в случае редких решёток, когда поправка на взаимное влияние профилей незначительна. Однако методы непосредственного расчёта решёток толстых профилей ещё недостаточно разработаны и не вошли в практику насосостроения.

При заданных значениях напора H , производительности Q и высоты всасывания H_s расчёт начинают с выбора числа оборотов n и, следовательно, коэффициента быстроходности. При наличии опытных данных о значении кавитационного коэффициента Тома σ в функции коэффициента быстроходности определяют располагаемое значение σ и соответствующую ему предельную величину n_s . По значению n_s определяют число оборотов насоса. При отсутствии данных о значении σ определяют число оборотов по значению кавитационного коэффициента быстроходности, который обычно составляет $C = 800 - 900$.

Наружный диаметр колеса D и диаметр втулки d_v определяют по значению осевой скорости c_z , которую выбирают в соответствии со значением переносной скорости, так как в противном случае возникнут затруднения с подбором профилей решётки. Предварительно выбирается значение скорости c_{z0} . Выбрав отношение диаметра втулки колеса d_v к наружному диаметру D , которое обычно находится в пределах 0,4–0,6, определяют значение диаметра колеса:

$$D = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi \left(1 - \frac{d_v^2}{D^2}\right) c_{z0}}}. \quad (2.20)$$

Затем переходят к подбору сечений лопастей, т. е. к расчёту решёток профилей, соответствующих ряду цилиндрических сечений лопастного колеса (рис. 2.25). Расчёт одного из цилиндрических сечений радиусом r начинают с определения скорости w_∞ и её направления.

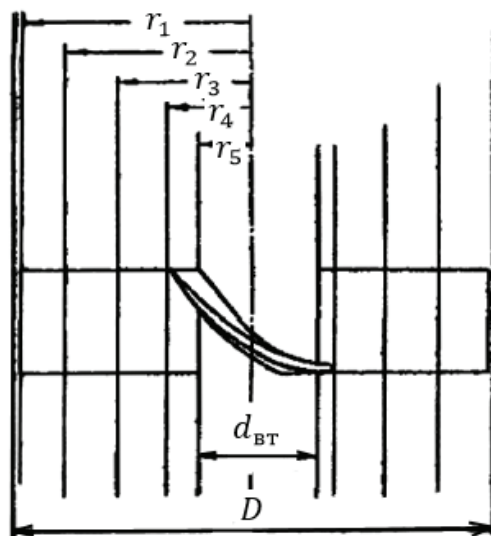


Рис. 2.25. Схема расположения цилиндрических сечений осевого колеса

Переносная скорость в рассматриваемом сечении

$$u = \omega r = \frac{\pi n}{30} r. \quad (2.21)$$

Осевая составляющая абсолютной скорости до и после решётки принимается постоянной для всех сечений и равной c_{z0} . В пределах решётки профилей происходит стеснение сечения телом профилей, что, как показывает опыт, необходимо учитывать при расчёте. Отсюда осевая составляющая скорости

$$c_z = k c_{z0}, \quad (2.22)$$

где k – коэффициент стеснения сечения телом лопастей, выбираемый сначала предварительно, а затем уточняемый при повторных расчётах. Окружная составляющая абсолютной скорости до решётки c_{u1} вытекает из конструкции подвода потока к колесу и обычно в насосах равна нулю. Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса c_{u2} определяется из **основного уравнения насоса**

$$H_T = \frac{u(c_{u2} - c_{u1})}{g}, \quad (2.23)$$

откуда

$$c_{u2} = \frac{gH_T}{u} + c_{u1}. \quad (2.24)$$

Из плана скоростей следует:

$$w_\infty = \sqrt{c_z^2 + \left(u - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2}\right)^2} \quad (2.25)$$

и для угла наклона β_∞

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = -\frac{c_z}{u - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2}}. \quad (2.26)$$

Затем определяют требуемую величину коэффициента подъёмной силы профиля, которая служит для подбора профиля по атласам авиационных профилей. Из предыдущего следует:

$$H_T = \frac{uR_u}{t\gamma c_z} = \frac{uY \sin(\beta_\infty + \lambda)}{\gamma t c_z \cos \lambda}. \quad (2.27)$$

Коэффициент подъёмной силы C_y определяется из уравнения

$$Y = C_y \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{w_\infty^2 l}{2}, \quad (2.28)$$

откуда

$$C_y \frac{l}{t} = \frac{2gH_T}{w_\infty^2} \cdot \frac{c_z}{u} \cdot \frac{\cos \lambda}{\sin(\beta_\infty + \lambda)}. \quad (2.29)$$

Выбрав отношение $\frac{l}{t}$, по уравнению (2.29) можно определить коэффициент подъёмной силы C_y . Полученное значение C_{y1} , относящееся к условиям работы профиля в решетке, можно выразить через коэффициент подъёмной силы единичного профиля C_{y1} :

$$C_y = C_{y1} \frac{C_y}{C_{y1}} = p C_{y1},$$

где $p = \frac{C_y}{C_{y1}}$ – отношение коэффициентов подъёмной силы единичного профиля в решётке. Коэффициент p расчётно-теоретическим путём можно определить для параллельной решётки из пластин.

На рис. 2.26 дана зависимость p от $\frac{t}{l}$ и β , которая не зависит от угла атаки δ . Поправка на взаимное влияние профилей в решётке при $\frac{t}{l} > 1,6$ и $\beta > 20^\circ$ незначительна и элементарный расчёт сечений лопастей по данным аэродинамических продувок единичных профилей становится вполне надёжным. При более частых решётках этот расчёт менее надёжен.

Если в результате расчёта получены существенные отклонения по коэффициенту стеснения k и качеству профиля λ от предварительно принятых значений, то необходимо произвести повторный расчёт второго приближения. Толщину профиля необходимо выбрать в соответствии с расчётом лопасти на прочность, который производится на сложное напряжение изгиба под действием сил Y и X , а также растяжения под влиянием центробежной силы. Кручение, вызванное смещением точки приложения равнодействующей сил гидравлического давления от линии центров тяжести сечений лопастей, учитывается введением соответствующего коэффициента запаса. Силы гидравлического давления при расчёте лопасти на прочность увеличивают в отношении мощности холостого хода N_0 к рабочей мощности.

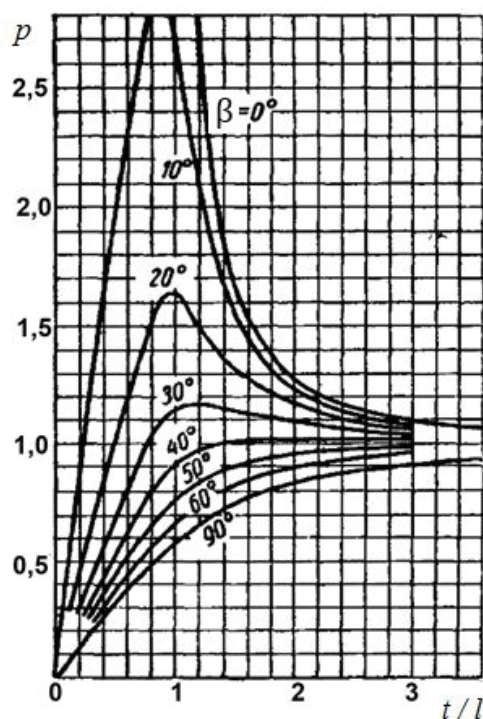


Рис. 2.26. Коэффициенты влияния параметров решётки на подъёмную силу профиля

2.5.4. Расчёт направляющего аппарата

Работа направляющего аппарата осевой машины аналогична условиям работы лопастного колеса с той разницей, что лопастное колесо закручивает поток, а направляющий аппарат имеет обратную задачу: раскрутить вращающийся поток, придав ему чисто осевое движение и преобразовав при этом кинетическую энергию вращательного движения в давление. Расчёт направляющего аппарата ведут аналогично расчёту лопастного колеса.

Составление плана скоростей до и после аппарата. Осевая составляющая скорости до и после аппарата равна осевой скорости в колесе c_{z0} , однако, при расчёте сечений профилей лопастей аппарата, так же как и при расчёте лопастного колеса, необходимо учитывать стеснение потока лопастями:

$$c_z = k c_{z0}. \quad (2.30)$$

Окружная составляющая абсолютной скорости до аппарата равна скорости по выходе из колеса c_{u2} (см. уравнение (2.24)). Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из аппарата $c_{u3} = 0$. Отсюда план скоростей для направляющего аппарата принимает вид, показанный на рис. 2.27.

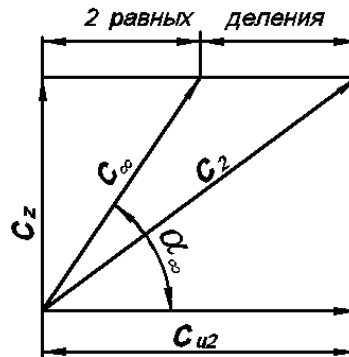


Рис. 2.27. План скоростей осевого направляющего аппарата

Скорость в бесконечности для решётки направляющего аппарата

$$c_{\infty} = \sqrt{c_z^2 + \left(\frac{c_{u2}}{2}\right)^2}. \quad (2.31)$$

Угол наклона скорости c_{∞}

$$\operatorname{tg} \alpha_{\infty} = \frac{2c_z}{c_{u2}}. \quad (2.32)$$

R_u – окружная составляющая силы взаимодействия профиля направляющего аппарата с потоком по уравнению для величины подъёмной силы определяется:

$$R_u = \rho c_{z\infty} \Gamma_1 = \rho c_z t c_{u2}, \quad (2.33)$$

так как

$$c_{z\infty} = c_z \text{ и } \Gamma_1 = t c_{u2}.$$

Из плана сил, действующих на профиль решетки, следует, что

$$R_u = Y \frac{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}{\cos \lambda}. \quad (2.34)$$

Подъемная сила

$$Y = \rho \frac{c_\infty^2}{2} l C_y,$$

откуда

$$C_y \frac{l}{t} = 2 \frac{c_{u2}}{c_\infty} \cdot \frac{c_z}{c_\infty} \cdot \frac{\cos \lambda}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)} = 2 \frac{\sin 2\alpha_\infty \cos \lambda}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}, \quad (2.35)$$

так как

$$\frac{c_{u2}}{c_\infty} = 2 \cos \alpha_\infty, \quad \text{а} \quad \frac{c_z}{c_\infty} = \sin \alpha_\infty.$$

Уравнение (2.35) даёт возможность определить, выбрав отношение $\frac{l}{t}$, коэффициент подъёмной силы для профиля решётки направляющего аппарата, соответствующее значение коэффициента подъёмной силы единичного профиля и, наконец, выбрать сам профиль.

2.6. Характеристики осевых насосов

Работа насоса и насосной установки характеризуется рядом основных параметров: подачей Q , напором H , мощностью N , η , кавитационным запасом Δh и частотой вращения n . Зависимости между основными параметрами насосов для различных режимов работы принято представлять в графической форме – в виде характеристик. *Характеристики осевого насоса* представляют собой зависимости основных технических параметров от подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Эти характеристики для одного угла φ установки лопастей показаны на рис. 2.28 [4].

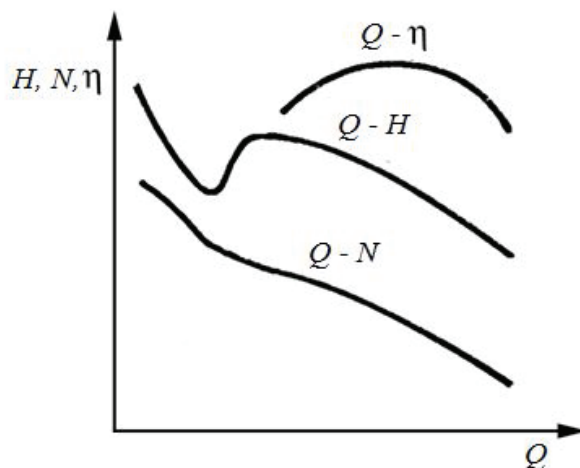


Рис. 2.28. Характеристики осевого насоса

Характеристики насосов строят по результатам их испытаний, проводимых в лабораторных условиях на специальных стендах. Кривая $H = f(Q)$, называемая **напорной характеристикой**, имеет особое значение при эксплуатации насосов. Кривые $H(Q)$, $N(Q)$ и $\eta(Q)$ представляют собой **энергетические характеристики насоса**. Кривая $\Delta h(Q)$ дает представление о всасывающей способности насоса.

Из зависимости $N = f(Q)$ следует, что для осевого насоса в отличие от центробежного [7] требуется наибольшая мощность при нулевой подаче. С увеличением подачи мощность насоса уменьшается. Ввиду того, что у большинства насосов предусматривается возможность изменять угол установки лопастей, для подбора насосов пользуются совмещенными характеристиками, полученными при различных значениях угла φ . Такие характеристики называются универсальными. На универсальной характеристике насоса ОПВЗ-110 штриховыми линиями показаны области значений кавитационного запаса, жирной выделено поле $Q - H$ данного насоса (см. рис. 2.29). Чтобы рабочая точка при подборе насоса не попала в область неустойчивой работы, на характеристике показана линия максимального статического напора H (при заполненном напорном трубопроводе во время пуска насоса).

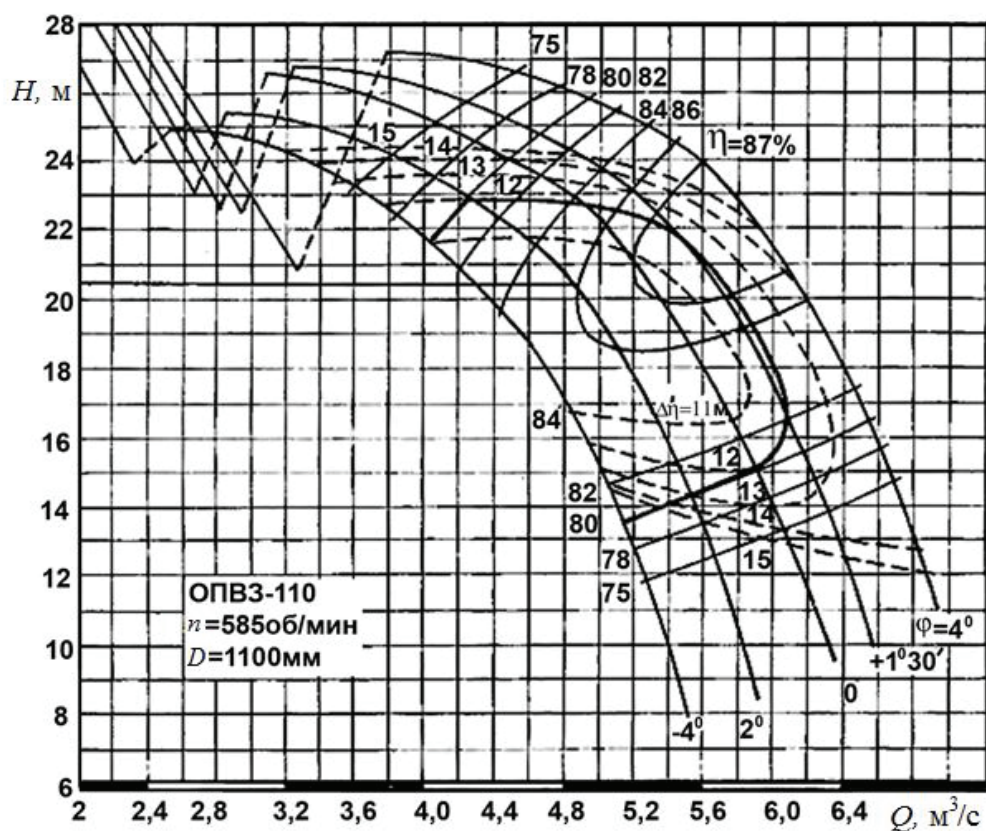


Рис. 2.29. Универсальная характеристика насоса ОПВЗ-110

По характеристике выделяют режимы:

оптимальный – режим работы насоса при наибольшем значении КПД ($\eta = 87\%$);

номинальный – режим, обеспечивающий заданные параметры насоса и находящийся в рабочей части характеристики.

Рабочая часть характеристики – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется длительная его эксплуатация (на рисунке ограничена жирными линиями). Рабочая часть характеристики определяется допустимым снижением КПД на 2–3 % максимального его значения.

2.7. Регулирование подачи осевого насоса

К числу особенностей осевых насосов следует отнести форму их характеристических кривых, получаемых при испытании. Как видно из графика (рис. 2.30 [1]), кривая $Q - H$ у них круто падает, имеет перегиб (точка k), причем максимальный напор отвечает расходу $Q = 0$ (закрытая напорная задвижка) и примерно в 1,5–2 раза больше напора при максимальном КПД.

Отрезок kc кривой $Q - H$ является нерабочим, так как в насосе при этих режимах наблюдаются сильные гидравлические удары и сотрясения. Более пологий вид по сравнению с кривой $Q - H$ имеет кривая зависимости потребляемой насосом мощности N от расхода Q . Также при закрытой задвижке ($Q = 0$) потребляемая мощность достигает максимальной величины и примерно на 20–40 % больше мощности при максимальном КПД [1].

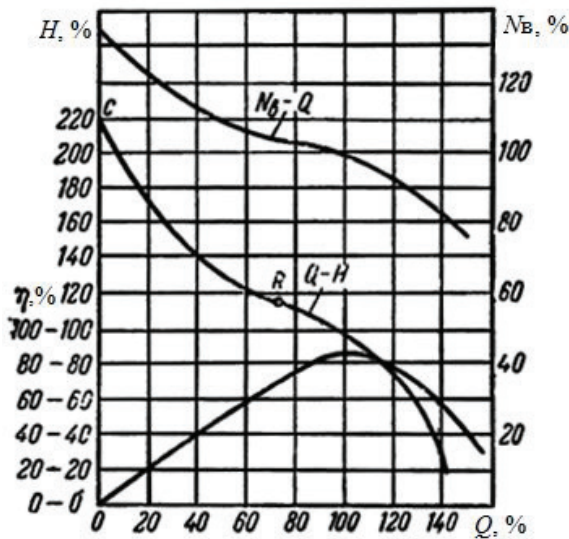


Рис. 2.30. Универсальная характеристика осевого насоса

Кривая КПД имеет довольно быстрое падение по обе стороны от максимума, вследствие чего область оптимальных режимов при работе с постоянным

числом оборотов и неизменным положением лопаток небольшая. Такой характер кривых вносит существенные изменения в способы пуска и регулирования пропеллерных насосов.

При значительных изменениях подачи и постоянном напоре регулирование задвижкой здесь невыгодно, так как значительно ухудшает КПД установки и требует большого запаса мощности двигателя.

Регулирование подачи жестколопастных насосов осуществляется изменением частоты вращения рабочего колеса, при этом необходимо иметь соответствующий двигатель, допускающий это изменение. Регулировать подачу осевых насосов методом дросселирования с помощью задвижки на напорной стороне неэкономично, так как при этом с увеличением сопротивления самого рабочего колеса и задвижки поглощается значительная часть напора насоса [4].

В поворотно-лопастных насосах экономически наиболее целесообразным является регулирование поворотом лопаток колеса. К тому же втулка его, обычно значительных размеров, позволяет удобно разместить в ней механизм, управляющий поворотом. На рис. 2.29 представлен ряд характеристик $Q - H$ насоса при постоянном числе оборотов, но при различных углах φ установки лопаток колеса. Здесь же нанесены линии постоянных значений КПД и потребляемой мощности. Как видно из этого универсального графика, при постоянном напоре можно поворотом лопаток значительно изменить подачу насоса, работая в то же время в области высокого КПД. При постоянной потребляемой мощности таким же способом можно вести регулирование в широких пределах как подачи, так и напора. В некоторых случаях, главным образом в крупных машинах, поворотные лопатки применяются в целях уменьшения пускового момента.

Нормальный пуск насосов в ход должен производиться при наименьшей потребляемой мощности, в данном случае при открытой напорной задвижке. Однако при включении пропеллерных насосов в параллельную работу или когда

их напорный трубопровод заполнен жидкостью пуск осуществляется в условиях, при которых потребляемая мощность значительно превосходит нормальную. В последнем случае, чтобы не ставить двигатель с большим запасом мощности, выгодно применять насосы с поворотными лопатками. Лопатки колеса можно прикрыть настолько, что их крайние профили займут горизонтальное положение. При этом насос почти прекратит подачу жидкости и, следовательно, потребный пусковой момент будет небольшим. В дальнейшем, раскрывая лопатки, доводят нагрузку двигателя до нормальной.

В насосах небольших размеров бывает уже трудно разместить во втулке механизм поворота лопаток, поэтому здесь для возможности пуска при закрытой напорной задвижке без перегрузки двигателя применяются особые разгрузочные и регулировочные клапаны, перепускные и обводные трубопроводы, а там, где это возможно, двигатели с регулировкой числа оборотов.

2.8. Применение осевых насосов на ТЭС

В зависимости от схемы водоснабжения и мощности агрегатов на электростанциях в качестве *циркуляционных* применяются главным образом три типа насосов: осевые, центробежные вертикальные и горизонтальные, центробежные с рабочим колесом двустороннего входа [8].

Осевые насосы применяются, главным образом, в системах *прямоточного водоснабжения* и устанавливаются на береговых насосных станциях. В осевых насосах рабочее колесо выполняется, как правило, погружного типа, т. е. располагается ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, а приводной двигатель устанавливается выше этого уровня для исключения его затопления. Поэтому на электростанциях преобладающее распространение получили осевые насосы *вертикального типа*.

Вертикальные осевые насосы различаются в основном *конструкцией подвода* (рис. 2.31 [8]). Как *коленчатый* (рис. 2.31, *а*), так и *камерный* (рис. 2.31, *б*) подводы обычно выполняются в бетонной части здания насосной станции. Насосы с диаметром лопастей более 1 м имеют подвод *в виде колена*, небольшие насосы – *камерный подвод*.

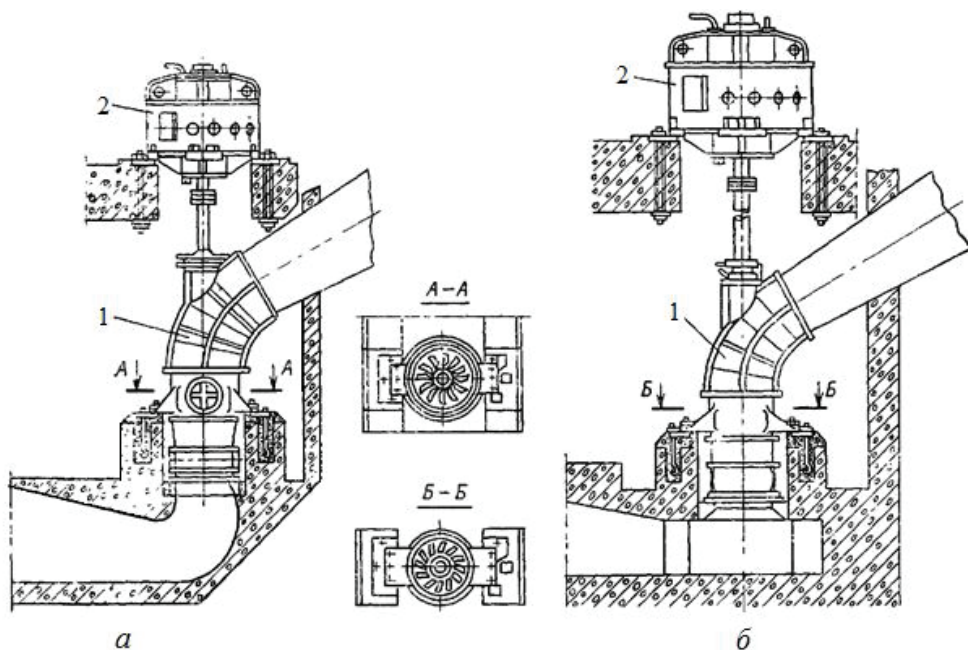


Рис. 2.31. Схемы установки осевых насосных агрегатов:

а – подвод в виде колена; *б* – камерный подвод

2.9. Подбор осевых насосов

Подбор осевых насосов по значениям требуемых подач и напоров производится с помощью сводных графиков. На рис. 2.32 и 2.33 приведены сводные графики полей $H = f(Q)$ для горизонтальных и вертикальных осевых насосов.

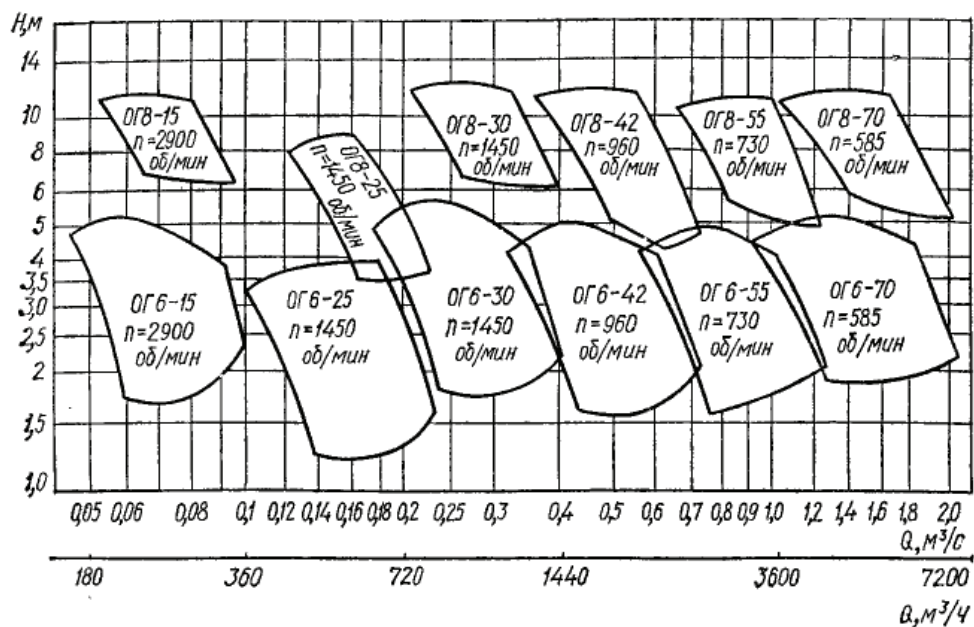


Рис. 2.32. Области использования горизонтальных насосов

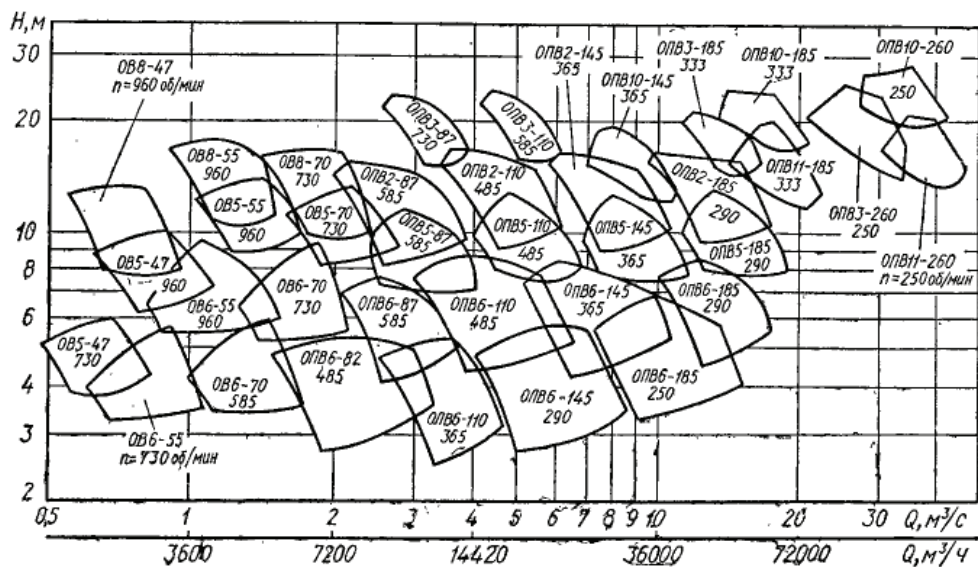


Рис. 2.33. Области применения вертикальных осевых насосов

3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

3.1. Конструкция центробежного насоса

*Принцип работы и устройство **центробежного нагнетателя** разберем на примере центробежного насоса (рис. 3.1) [11].* В центробежном нагнетателе жидкость из подвода 1 попадает в каналы, образованные лопастями в рабочего колеса 2, основным б и покрывным а дисками. При работе нагнетателя жидкость в каналах вращается вместе с рабочим колесом и под действием центробежных сил выбрасывается в плавно расширяющийся отвод 3, а оттуда в диффузор 4. Здесь скорость жидкости снижается, а давление увеличивается. Вокруг ступицы рабочего колеса создается область пониженного давления, благодаря чему возникает постоянный приток жидкости к колесу из подвода 1.

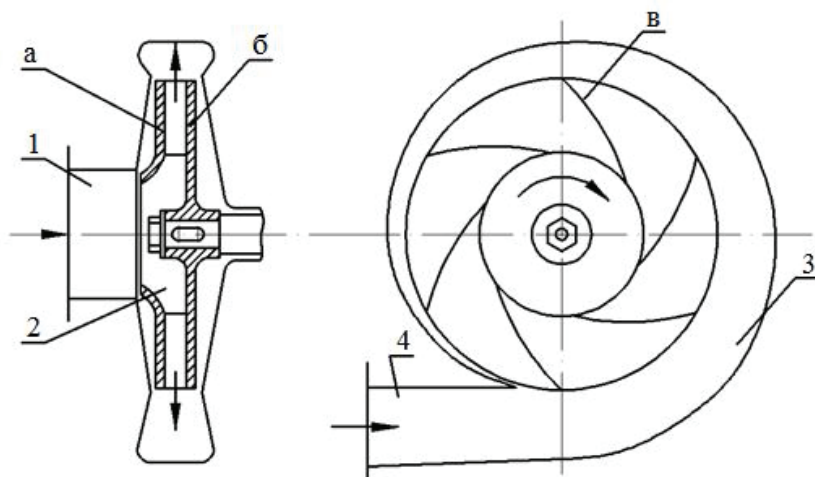


Рис. 3.1. Схема центробежного насоса

3.2. Уравнение Эйлера, теоретический и действительный напоры, развиваемые рабочим колесом

Напор, развиваемый рабочим колесом центробежной машины, зависит от скорости потока, проходящего через рабочее колесо, и от его размеров. Основ-

ная задача теории центробежных машин состоит в установлении этой зависимости.

Кинематическая структура потока во вращающихся криволинейных каналах весьма сложна, и решение указанной задачи требует введения некоторых условий, упрощающих решение. Полученный таким путем результат может быть скорректирован введением опытных коэффициентов [5, 9, 11].

Введем следующие *предположения*:

- 1) поток имеет струйную структуру, т. е. состоит из множества струй, повторяющих геометрическую форму лопасти;
- 2) имеет место осевая симметрия потока, т. е. все струи, составляющие поток, совершенно одинаковы геометрически и кинематически;
- 3) поток является плоским, т. е. градиент скорости вдоль оси, параллельной геометрической оси машины, отсутствует.

Первые два предположения можно полагать осуществимыми только при бесконечно большом количестве рабочих лопастей при условии, что лопасти не имеют толщины и, следовательно, не уменьшают проходное сечение межлопастных каналов. Поэтому в последующем изложении параметры машины, вычисляемые при указанных предположениях, обозначаются индексом ∞ и называются *параметрами при бесконечном количестве лопастей*. Применим к потоку, проходящему через колесо центробежной машины, уравнение моментов количества движения: импульс момента внешних сил, действующих на массу, состоящую из любых материальных частиц, равен изменению момента количества движения этой массы.

Пусть через колесо машины проходит расход Q жидкости или газа с постоянной плотностью ρ ; моменты количеств движения, отнесенные к 1 с, составят $\rho Q c_1 l_1$ на входе и $\rho Q c_2 l_2$ на выходе из колеса. Здесь ρQ – массовый расход через колесо; c_1 и c_2 – абсолютные средние скорости потока на входе и выходе межлопастных каналов; l_1 и l_2 – плечи скоростей c_1 и c_2 (см. рис. 3.2) [9].

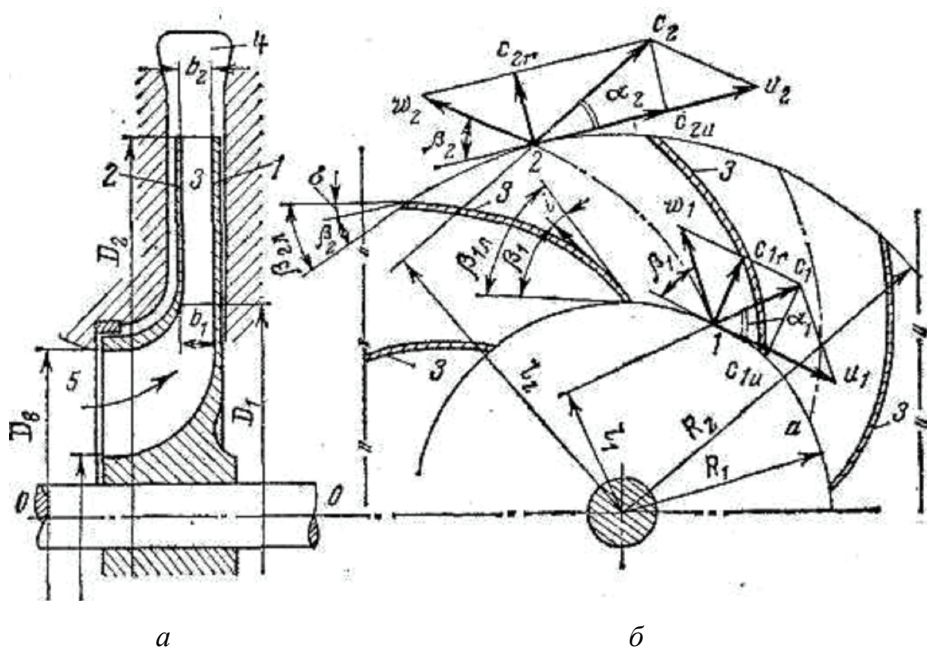


Рис. 3.2. Разрезы колеса центробежной машины – а, б. Параллелограммы скоростей на входе и выходе межлопастных каналов – б

Если обозначить $M_{\text{т}\infty}$ – теоретический момент, передаваемый потоку с вала (в предположении бесконечного количества лопастей и при отсутствии потерь в процессе преобразования механической энергии в гидравлическую), то уравнение моментов количеств движения для времени Δt , с, будет иметь вид

$$M_{\text{т}\infty} \Delta t = (\rho Q c_2 l_2 - \rho Q c_1 l_1). \quad (3.1)$$

Момент, подводимый от двигателя к валу машины, больше $M_{\text{т}\infty}$ вследствие механического трения в подшипниках и уплотнениях вала, наличия объемных потерь и трения нерабочих поверхностей колес о жидкость (газ).

Введем в уравнение (3.1) конструктивные радиусы R_1 и R_2 : $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$; $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$,

тогда

$$M_{\text{т}\infty} = \rho Q (R_2 c_2 \cos \alpha_2 - R_1 c_1 \cos \alpha_1). \quad (3.2)$$

Здесь α_1 и α_2 – углы между абсолютными и переносными скоростями на входе и выходе.

По рис. 3.2 $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$, $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$, следовательно,

$$M_{T\infty} = \rho Q (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}). \quad (3.3)$$

Мощность, передаваемая потоку в межлопастных каналах,

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \omega = \rho Q (R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}) \omega \quad (3.4)$$

или

$$N_{T\infty} = \rho Q (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (3.5)$$

Теоретическая мощность при бесконечном количестве лопастей может быть вычислена и как произведение массы, проходящей через рабочее колесо в секунду, на соответствующую удельную работу:

$$N_{T\infty} = \rho Q L_{T\infty}. \quad (3.6)$$

Из сопоставления выражений (3.5) и (3.6) следует:

$$L_{T\infty} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}. \quad (3.7)$$

Поэтому

$$H_{T\infty} = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) / g. \quad (3.8)$$

Теоретическое давление $p_{T\infty}$ получается из выражения (3.8) и известного соотношения гидромеханики $p = \gamma H$, где $\gamma = \rho g$ – удельный вес среды.

$$p_{\infty} = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (3.9)$$

Уравнения (3.3), (3.5) и (3.8) – *основные уравнения центробежной машины*. Уравнение (3.7) было получено великим математиком Леонардом Эйлером в 1754 г. и называется *уравнением Эйлера*.

При использовании основных уравнений скорости c_1 и c_2 по окружностям радиусов R_1 и R_2 принимаются постоянными, так же как и прочие составляющие параллелограммов скоростей на входе и выходе. В действительности это не так, потому что лопасти, развивая силу взаимодействия с потоком, должны по теореме Жуковского о подъемной силе крыла иметь положительное значение циркуляции, что имеет место только при разных значениях относительной скорости на выпуклой (рабочей) и вогнутой (нерабочей) поверхностях лопастей. Таким образом, относительная скорость в межлопастных каналах должна изменяться от наибольшего значения на вогнутой стороне лопасти до наименьшего значения на выпуклой, а не оставаться постоянной.

В изложенном заключается парадоксальность рассмотренной струйной теории центробежной машины.

Из параллелограммов на входе и выходе следует:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_{1u};$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{2u}.$$

Определив отсюда произведения $u_1 c_{1u}$ и $u_2 c_{2u}$ и внося полученные выражения в формулу (3.7), получим уравнение

$$H_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (3.10)$$

Первый член этого уравнения – напор, обусловленный работой центробежной силы жидкости (газа).

Члены уравнения (3.10) $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ и $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ выражают, очевидно, прирост напора вследствие преобразования кинетических энергий относительного и абсолютного движений в межлопастных каналах.

Скоростной напор, создаваемый лопастями рабочего колеса, при принятых ранее допущениях

$$(H_{\text{ск}})_{\text{т}\infty} = (c_2^2 - c_1^2)/2g, \quad (3.11)$$

потому что абсолютная скорость потока повышается колесом от c_1 до c_2 . Поэтому теоретический статический напор составит

$$(H_{\text{ст}})_{\text{т}\infty} = H_{\text{т}\infty} - (H_{\text{ск}})_{\text{т}\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}. \quad (3.12)$$

Из последнего равенства следует, что повышение статического напора и давления лопастным колесом центробежной машины происходит за счет работы центробежных сил и понижения кинетической энергии относительного движения.

Если выполнить межлопастные каналы так, что их сечение по всей длине будет постоянно, то $w_1 = w_2$ и теоретическое статическое давление, развиваемое таким колесом,

$$(p_{\text{ст}})_{\text{т}\infty} = \rho(u_2^2 - u_1^2)/2. \quad (3.13)$$

Тангенциальная составляющая абсолютной скорости c_{1u} характеризует закрученность потока перед входом в межлопастные каналы. Удельная работа, затрачиваемая на закручивание, численно равна $u_1 c_{1u}$, она передается жидко-

сти и суммируется с работой, передаваемой потоку рабочими лопастями. Поэтому в соответствии с формулой (3.7) удельная теоретическая энергия потока на выходе из рабочего колеса

$$L_{\text{т}\infty} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} + u_1 c_{1u} = u_2 c_{2u}. \quad (3.14)$$

Следовательно, при определении теоретических параметров машин, не имеющих на входе специальных устройств, закручивающих поток, основные уравнения представляются в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{т}\infty} = \rho Q R_2 c_{2u} \\ L_{\text{т}\infty} = u_2 c_{2u} \\ H_{\text{т}\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \\ N_{\text{т}\infty} = \rho Q u_2 c_{2u}. \end{array} \right. \quad (3.15)$$

Равенства (3.15) обычно называют **основными уравнениями центробежной машины** с радиальным входом (при $c_{1u} = 0$ абсолютная скорость радиальна).

Из треугольника скоростей на входе при $c_{1u} = 0$ следует: $c_1^2 = w_1^2 - u_1^2$; поэтому уравнения (3.10) – (3.12) дают следующие, характерные для машин с радиальным входом значения теоретических напоров:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{\text{т}\infty} = (u_2^2 - w_2^2 + c_2^2)/(2g) \\ (H_{\text{ск}})_{\text{т}\infty} = (c_2^2 - c_1^2)/(2g) \\ (H_{\text{ст}})_{\text{т}\infty} = (u_2^2 - w_2^2 + c_1^2)/(2g). \end{array} \right. \quad (3.16)$$

Действительный напор, развиваемый колесом, меньше теоретического при бесконечном количестве лопастей: $H < H_{\text{т}\infty}$. Это объясняется тем, что, во-первых, часть энергии, получаемой потоком в межлопастных каналах, затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления проточной полости

машины (это обстоятельство учитывают введением в расчет гидравлического КПД η_g , оценивающего совершенство проточной полости машины), и, во-вторых, уравнение Эйлера (3.8) получено в предположении осевой симметрии потока, т. е. при постоянном осредненном значении w_2 на выходе из межлопастных каналов. Однако в действительности скорости w_2 распределены по выходному сечению рабочего колеса неравномерно, и поэтому переход от H_{∞} к H_T может быть проведен по формуле

$$H_T = \mu H_{\infty}, \quad (3.17)$$

где μ – поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей, $\mu < 1$.

Уравнение Эйлера давало бы точное значение H_T в случае, когда при составлении исходного уравнения количество движения потока вычислялось не по среднему значению $w_2 = const$, а с учетом действительного распределения скоростей в выходном сечении колеса.

На основании изложенного вычисление действительного напора ведется по формуле

$$H = \eta_g \mu. \quad (3.18)$$

Для современных центробежных машин $\eta_g = 0,80 \div 0,96$.

Из ряда соотношений для определения поправочного коэффициента μ часто пользуются формулой чешского профессора Стодолы:

$$\mu = 1 - \frac{u_2 \pi}{c_{2u\infty} z} \sin \beta_2, \quad (3.19)$$

где z – количество лопастей рабочего колеса насоса.

Формула Стодолы дает удовлетворительные практические результаты. В ориентировочных расчетах принимается $\mu \approx 0,8$.

3.3. Основные детали центробежных насосов

Рабочее колесо. Рабочее колесо чаще всего выполняется литым из чугуна или бронзы, реже – из литой стали, а в специальных случаях, для перекачки едких жидкостей, – из свинца, каучука, эбонита, керамики и тому подобных материалов. По причине малой доступности внутренних каналов рабочих колес обработка их возможна только ручным способом, а поэтому весьма важно иметь чистую отливку. От того, насколько тщательно может быть произведена обработка и зачистка рабочих поверхностей колеса, зависят КПД и степень кавитационной устойчивости насоса. С этой стороны применение бронзы более предпочтительно. Она лучше лется и обрабатывается. По условиям прочности в чугунных колесах окружные скорости u_2 допустимы не более 40–50 м/с. В бронзовых они могут быть несколько большими и при хорошем качестве бронзы достигают значений 80 м/с.

По своей конструкции рабочие колеса бывают закрытыми или открытыми, т. е. без покрывного диска с открытыми лопатками. Лопатки могут быть цилиндрическими или пространственными с поверхностью двойной кривизны. Открытые колеса, как правило, применяются при низких давлениях и – особенно – при густых или загрязненных жидкостях, что удобно в смысле доступности каналов рабочего колеса для очистки.

В нормальных центробежных насосах колеса делаются закрытого типа, так как отсутствие покрывного диска снижает создаваемый колесом напор и увеличивает щелевые перетоки жидкости. В закрытых колесах оба его диска обычно отливаются заодно с лопатками, хотя встречаются клепаные колеса, преимущественно в малых размерах.

В крупных насосах рабочие лопатки иногда изготавливаются штампованными из стали и заливаются в чугунный обод. В колесах быстроходностью до $n_s = 100$ лопатки колеса имеют изгиб в одной плоскости, т. е. их поверхности цилиндрические. С увеличением степени быстроходности и уменьшением отношения D_2/D_1 в целях увеличения рабочей поверхности лопатки ее входная кромка

начинается почти от втулки. Так как при этом все точки кромки будут обладать различными окружными скоростями, поверхность лопатки получается сложной кривизны. На валу рабочее колесо закрепляется обычно одной или двумя шпонками, реже – при помощи резьбы.

Вал насоса. Вал насоса обычно изготавливается из ковanej мартеновской стали, а в ответственных случаях – из легированной с добавлением хрома, никеля, ванадия. Для защиты вала от износа или непосредственного воздействия жидкости он иногда облицовывается втулками, а в сильно коррозирующей среде выполняется из специальных сортов нержавеющей стали.

Ввиду высоких чисел оборотов центробежных насосов их валы рассчитываются на критическое число оборотов. Валы бывают жесткие, если их рабочие числа оборотов лежат ниже критических, и гибкие, если они выше критических. Гибкие валы в насосах применяются редко.

Для обеспечения спокойного хода, а также возможности перехода через критическое число оборотов ротор насоса, т. е. вал с насаженными на него деталями (колеса, муфта, диски), должен быть тщательно статически, а иногда и динамически отбалансирован на особых станках. Достаточно очень небольшой неуравновешенности вращающихся масс, чтобы возникли колебания вала, вызывающие дополнительный его прогиб, опасный для прочности вала.

Сальники. Сальники устанавливаются в пространстве между кожухом и валом в месте выхода вала из насоса наружу и служат для уплотнения. Сальник, расположенный со стороны всасывания, не должен пропускать в насос воздух. Сальник со стороны нагнетания должен предотвращать утечку жидкости из насоса. Сальники центробежных насосов имеют мягкую набивку, материалом для которой служит пенька, хлопок, бумажная пряжа, асбестовый шнур, пропитанные салом вместе с графитом.

Сальник со стороны всасывания снабжается водяным затвором, состоящим из кольца, к которому подводится жидкость из напорной линии, чем закрывается доступ воздуха внутрь насоса. В кислотных насосах подобный затвор осу-

ществляется специальной жидкостью. При нагнетании жидкости с повышенной температурой сальники обязательно имеют охлаждающие рубашки.

Подшипники. Подшипники центробежных насосов имеют преимущественно чугунные вкладыши с баббитовой заливкой.

Смазка кольцевая, иногда с охлаждением масла водяной рубашкой или змеевиками. Широко применяются также шариковые и роликовые подшипники с жидкой или густой смазкой.

Здесь находят применение также подшипники с водяной смазкой: резиновые, текстолитовые, бакаутовые и др. Осевые силы, действующие на ротор насоса, воспринимаются шариковыми пятнами, а при значительных усилиях – пятнами трения типа Кингсбери или Митчелла.

Корпус насоса. Корпус насоса обычно выполняется из чугунного литья и только при давлениях выше 40–50 ат применяют стальное. Внутренние каналы корпуса должны иметь возможно гладкие стенки, так как большая шероховатость при значительных скоростях движения жидкости может значительно понизить КПД насоса. Как уже указывалось, корпус насоса может быть цельным с разъемом лишь по оси насоса или в виде отдельных секций, скрепляемых стяжными болтами. В первом случае литье более сложно, но в значительной мере облегчен монтаж насоса, так как не требуется разборки трубопроводов и при снятии крышки ротор целиком может быть вынут из корпуса. Для присоединения арматуры – манометра, вакуумметра, воздушных кранов для выпуска воздуха при заливке насоса, заливочных приспособлений, спускных кранов – корпус снабжается соответствующими отверстиями.

Направляющий аппарат. Направляющий аппарат в большинстве случаев, кроме чисто специальных целей, делают литым из чугуна. Бронзовый аппарат предпочтительнее в смысле возможности получения более гладких поверхностей его каналов и легкости их зачистки.

Уплотняющие кольца. Уплотняющие кольца выполняются из чугуна, бронзы, а в случае возможного их износа при перекачке загрязненных жидкостей – из стали с закалкой или цементацией. В американской практике в последнее время стали применяться резиновые уплотняющие кольца.

3.4. Многоступенчатые и многопоточные центробежные машины

Напор, развиваемый колесом центробежной машины, определяется произведением $u_2 c_{2u}$. Для достижения высокого напора в машине с одним колесом необходимо иметь большое значение окружной скорости. Однако окружная скорость ограничена условиями прочности колес и кавитацией:

для чугунных колес она не должна превышать 40 м/с;

для стальных легированных – 300 м/с.

В специальных конструкциях транспортных нагнетателей для колес из легких сплавов высокой прочности допускаются окружные скорости до 500 м/с.

В насосах, подающих воду и технические жидкости, скорость вращения, а следовательно, и напор лимитируются обычно условиями возникновения кавитации.

В промышленных установках часто требуется создание высоких давлений жидкости или газа. В таких случаях центробежные машины с одним рабочим колесом оказываются непригодными и их замещают многоступенчатыми.

Многоступенчатая центробежная машина представляет собой обычно ряд одноступенчатых машин, рабочие колеса которых установлены на общем валу и соединены последовательно. Представление о такой семиступенчатой машине дает рис. 3.3 [1].

При последовательном включении колес напоры, создаваемые ими, складываются так, что полный напор машины равен сумме напоров отдельных ступеней. В большинстве случаев при подаче несжимаемых жидкостей геометрические размеры всех ступеней одинаковы, и поэтому полный напор такой машины равен напору одной ступени, умноженному на число ступеней машины. Часть продольного сечения многоступенчатой машины представлена на рис. 3.4 [9].

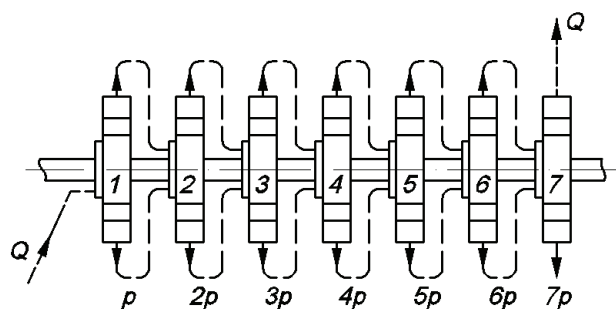


Рис. 3.3. Схема многоступенчатой центробежной машины

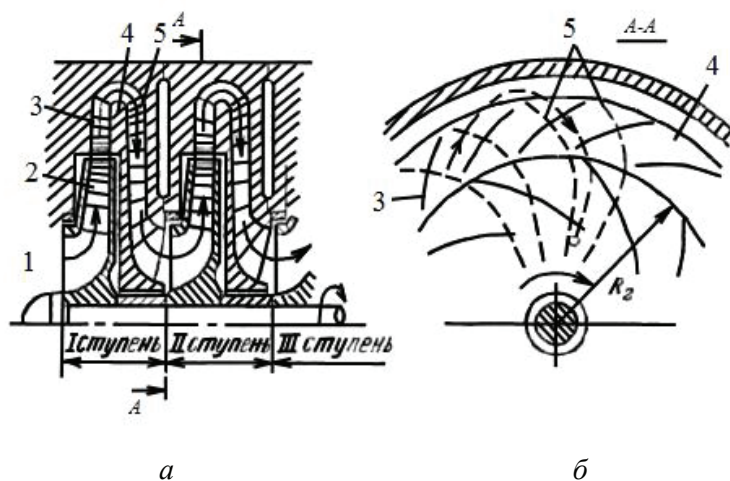


Рис. 3.4. Продольный – а и поперечный – б разрезы многоступенчатой центробежной машины

Поток жидкости (газа) поступает через подвод 1 в рабочее колесо 2 первой ступени машины, откуда, восприняв от лопаток некоторое количество энергии, он выбрасывается в направляющий аппарат 3 этой ступени. Далее, обогнув диафрагму 4, отделяющую первую ступень от второй, поток проходит обратный направляющий аппарат 5 между первой и второй ступенями и поступает в рабочее колесо второй ступени. Из второй ступени поток направляется в третью и т.д. Обратный направляющий аппарат является характерным элементом многоступенчатой центробежной машины.

При выходе из направляющего лопаточного устройства первой ступени поток обладает значительными тангенциальными составляющими абсолютной

скорости, т. е. он закручен относительно оси машины. Если такой поток будет подведен к лопастям рабочего колеса второй ступени машины, то здесь он сможет получить приращение энергии, обусловленное лишь разностью окружных скоростей выхода и входа.

Если же на пути между выходом из направляющего устройства первой ступени и входом в рабочее колесо второй ступени расположить лопаточное направляющее устройство, обеспечивающее радиальный вход в рабочее колесо второй ступени, то последнее будет работать столь же эффективно, как и рабочее колесо первой ступени, передавая жидкости удельную энергию.

Назначение обратного направляющего аппарата заключается в устранении закручивания потока в целях эффективной передачи энергии потоку в последующей ступени машины.

Напоры, развиваемые современными центробежными многоступенчатыми машинами, очень высоки: например, насосы, подающие воду, создают напор до 4000 м. Имеются насосы с числом ступеней до 30.

В тех случаях, когда центробежная машина при заданном напоре должна обеспечивать такую подачу, что размеры проточной части (например, ширина лопасти b_2 на выходе) окажутся конструктивно неприемлемыми, применяют параллельное соединение рабочих колес. Такие машины называют **многопоточными**. Принципиальная схема машины с четырьмя потоками представлена на рис. 3.5 [9].

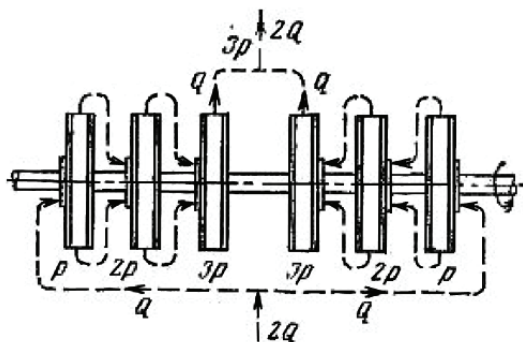


Рис. 3.5. Схема многопоточной центробежной машины

При высоких напорах и больших подачах находят применение центробежные машины многопоточного типа со ступенями давления. Такие машины состоят из двух или четырех групп ступеней давления. В каждой группе ступени включены последовательно в целях повышения напора, а группы ступеней включены параллельно. В качестве примера соединения ступеней и групп в смешанном типе центробежной машины на рис. 3.6 приведена схема работы трехступенчатой двухпоточной машины с симметричным расположением ступеней и их групп.

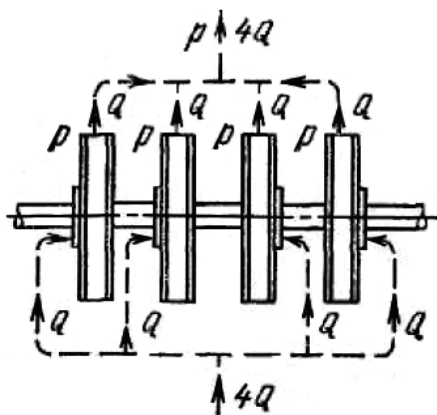


Рис. 3.6. Схема трехступенчатой двухпоточной машины

3.5. Осевое давление и способы его разгрузки

В насосах с односторонним входом жидкости во время их работы возникает осевое гидравлическое давление, которое стремится сдвинуть ротор насоса (вал с насаженными на него колесами) в сторону, обратную направлению движения жидкости, поступающей в колесо.

На каждое колесо действуют две силы (см. рис. 3.7) [8]: T_1 , направленная справа налево от неуравновешенного давления, т. е. на внешнюю поверхность основного диска рабочего колеса (так как давление p_2 всегда меньше, чем p'_2), и T_2 , направленная слева направо и вызываемая отклонением потока жидкости из

осевого в радиальное направление при входе в рабочее колесо. Результирующая сила $T = T_1 - T_2$ называется **осевым усилием**. Его величина будет тем больше, чем больше диаметр входа, чем больше разность давлений ($p_2' - p_1$) и число последовательно работающих колес.

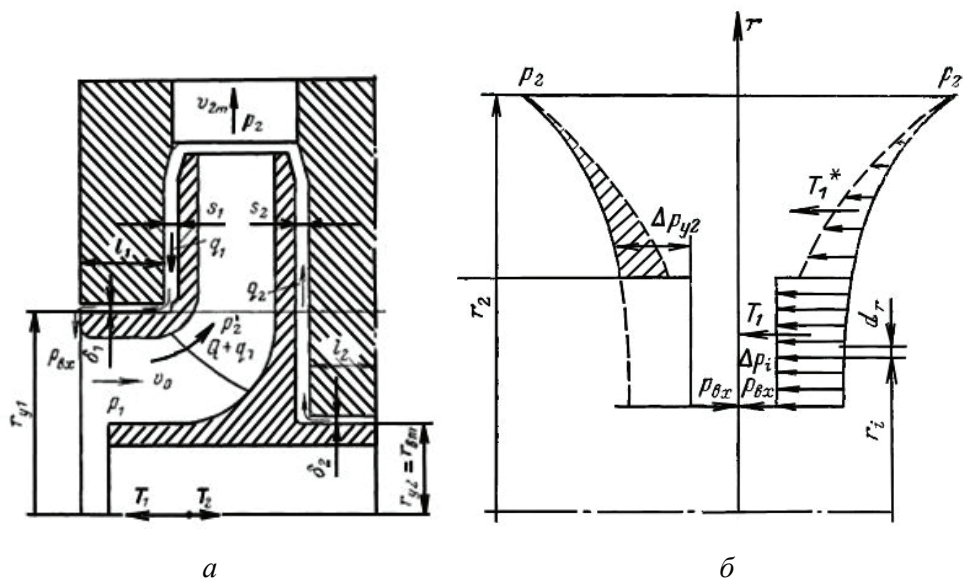


Рис. 3.7. Схема ступени центробежного насоса – а и диаграмма распределения осевых давлений на колесо - б

Для одноступенчатых насосов распространены нижеследующие способы уравнивания осевой силы.

Применение рабочего колеса двустороннего входа. Вследствие симметрии теоретически осевое усилие должно быть полностью уравновешено. Однако из-за погрешностей изготовления или неравномерного износа уплотнений может возникнуть осевое усилие. Упорный двусторонний подшипник насосов двустороннего входа должен быть рассчитан на воспринимаемое им усилие.

Применение симметричных уплотнений по обе стороны рабочего колеса со сверлением отверстий в задней стенке колеса (см. рис. 3.8) [8].

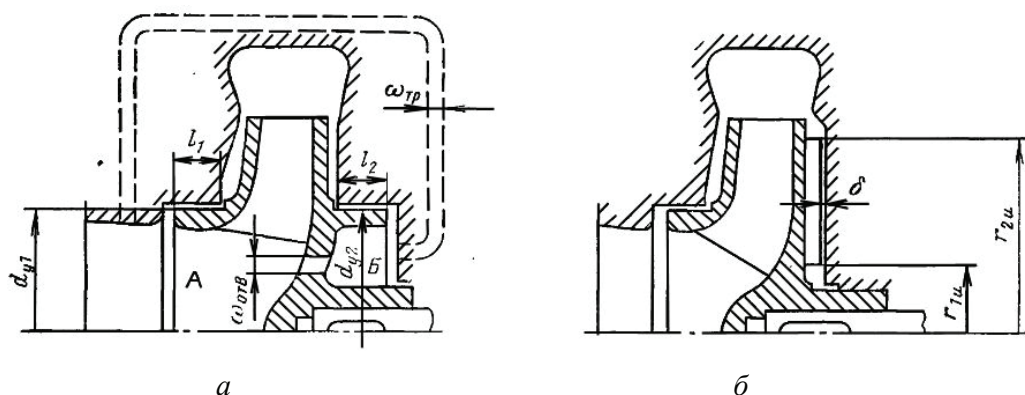


Рис. 3.8. Схемы уравнивания осевого усилия в одноступенчатых центробежных насосах: *а* – при помощи отверстий в основном диске и симметричных уплотнений; *б* – при помощи импеллера

По возможности щелевые уплотнения должны быть одинаковы. Если полость Б сообщить с полостью А разгрузочными отверстиями в основном диске рабочего колеса или обводной трубой (показана пунктиром), то давления в них практически будут одинаковыми и осевая сила уравнивается.

При данном способе неуравновешенными остаются силы T_2 и T_1^* , по которым и рассчитывается упорный подшипник. В случае засорения трубки (отверстий) возникает дополнительная осевая сила.

Снижение КПД при таком способе уравнивания оценивается в 3–4 % из-за увеличения объемных потерь и нарушения структуры потока на входе в рабочее колесо.

Установка радиальных импеллеров на наружной стороне основного диска рабочего колеса (рис. 3.8, *б*). Импеллер закручивает жидкость в пазухе, изменяя тем самым эпюру давления. Одновременно импеллер снижает давление перед концевым уплотнением и отгоняет от него твердые частицы.

Импеллеры бывают с открытыми радиальными лопатками и закрытыми. При открытом импеллере между торцами лопаток и корпусом выполняется зазор $\delta = 0,5\text{--}1$ мм.

Применение импеллеров связано с дополнительной затратой мощности и снижением КПД насоса примерно на 3–5 %. Остаточная осевая сила должна восприниматься упорным подшипником.

Описанные выше способы применяются главным образом в одноступенчатых насосах, хотя известны некоторые зарубежные конструкции многоступенчатых насосов с использованием этих способов уравнивания осевых сил.

Наиболее распространенными для многоступенчатых насосов являются ниже следующие способы уравнивания суммарной осевой силы.

Симметричное расположение групп рабочих колес с входными воронками, направленными в противоположные стороны, а в случае многоколесных насосов – соответствующим групповым расположением колес на валу, подобным тому, как это показано на рис. 3.6, применяется в насосах со спиральными корпусами и в секционных насосах.

При таком способе неуравновешенная осевая сила может возникнуть вследствие разного направления протечек в пазухах со стороны основных дисков колес и неравномерного износа уплотнений. Упорный подшипник выбирается по суммарному осевому усилию $\sum T_1^*$ всех колес, входные воронки которых направлены в одну сторону.

Применение разгрузочного барабана (см. рис. 3.9, б), представляющего собой массивный цилиндр 1, жестко устанавливаемый на вал за последней ступенью 3 насоса. Между барабаном и корпусом образуется цилиндрическая дросселирующая щель с зазором $\delta_{\text{ц}} = 0,2\text{--}0,4$ мм. Если полость А соединить обводной трубой с площадью поперечного сечения с входом в насос, то в этой полости создается давление $p_0 \approx p_{\text{вх}}$. В результате разности давлений слева и справа на барабан будет действовать усилие $F_{\text{б}}$. Разгрузочный барабан выполняет две функции: снижает осевую силу и давление перед концевым уплотнением со стороны нагнетания насоса.

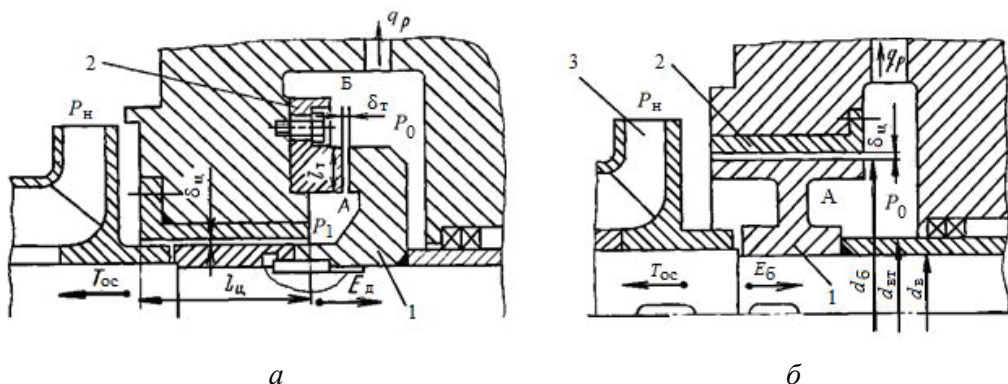


Рис. 3.9. Схемы уравнивания осевых сил при
одностороннем расположении
рабочих колес:

а – гидравлическая пята; *б* – разгрузочный барабан

Размеры разгрузочного барабана определяются обычно из условия полного уравнивания осевой силы.

Полностью уравновесить осевую силу разгрузочным барабаном можно для одного (обычно номинального) режима. На других режимах возникает неуравновешенная осевая сила, которая должна восприниматься упорным подшипником. Длина щели выбирается из конструктивных соображений с учетом возможности обеспечения минимальной протечки для недопущения резкого снижения КПД насоса.

Достоинством разгрузочного барабана наряду с его конструктивной простотой является возможность сохранения работоспособности при возникновении парообразования в насосе, что особенно ценно для энергетических насосов.

Применение гидравлической пяты (рис. 3.9, *а*) наиболее распространено в многоступенчатых насосах секционного типа. Она представляет собой автоматическое гидравлическое уравнивающее устройство, действующее на всех режимах работы насоса. При наличии гидропята отпадает необходимость применения упорного подшипника.

Основными деталями гидропята является вращающийся разгрузочный диск 1, установленный за последней ступенью насоса, и подушка пяты 2, за-

крепленная в неподвижных элементах насоса. Между разгрузочным диском и подушкой образуются две щели: цилиндрическая дросселирующая щель с постоянным зазором $\delta_{\text{ц}} = 0,2\text{--}0,4$ мм и торцовая щель с зазором, изменяющимся при осевом перемещении ротора, $\delta_{\text{т}} = 0,06\text{--}0,1$ мм. В торцовой щели осуществляется до 70 % дросселирования общего перепада $p_{\text{н}} - p_0$ давления. Давление p_0 в камере за гидропятай, которая обводной трубой соединяется с входом в насос, зависит от торцового зазора $\delta_{\text{т}}$. В результате разности давления $p_1 - p_0$ на диск действует сила $F_{\text{д}}$, направленная в сторону, противоположную действию осевой силы $T_{\text{ос}}$.

Если в процессе работы насоса осевая сила уменьшится по сравнению с расчетной, ротор под действием силы $F_{\text{д}}$ переместится вправо. Торцовый зазор $\delta_{\text{т}}$ несколько увеличится, протечка через него возрастет. Происходит перераспределение давления в полостях А и Б, и ротор занимает новое устойчивое положение равновесия. Аналогичная картина происходит и при увеличении осевой силы. Гидравлическая пята также разгружает концевое уплотнение со стороны нагнетания насоса от высокого давления.

Наряду с саморегулированием достоинством гидропята являются меньшие протечки по сравнению с разгрузочным барабаном. К недостаткам можно отнести большую сложность в изготовлении и сборке, чувствительность к парообразованию в насосе.

Применение комбинированного разгрузочного устройства, представляющего собой последовательно расположенные гидропята и барабан. В особо ответственных насосах в состав комбинированного устройства может входить также двусторонний упорный подшипник Митчелла. При наличии упорного подшипника гидропята работает с постоянным торцовым зазором и воспринимает определенную часть осевого усилия.

3.6. Регулирование подачи центробежных насосов

Регулирование работы насосной установки имеет целью изменение основных ее параметров: подачи Q и напора H ; при этом меняются и значения N и η .

Регулирование может осуществляться воздействием на элементы сети (с изменением характеристик сети) или же воздействием на насос (с изменением формы и положения характеристики насоса).

Изменение характеристики сети. В общем случае ординаты характеристики сети представляют собой сумму напоров: статического и динамического, равного гидравлическому сопротивлению сети. Сеть может быть с замкнутой схемой циркуляции, когда насос обеспечивает только циркуляцию жидкости в ней. В этом случае независимо от давления в системе насос преодолевает только гидравлическое сопротивление сети.

Сеть может состоять из нескольких разветвлений трубопроводов различного диаметра и длины, соединенных параллельно и последовательно и расположенных на различных отметках.

При последовательном соединении участков характеристика сети получается суммированием сопротивлений участков при данной подаче. На рис. 3.10, а [8] показана работа насоса на сеть при статическом напоре $H_{ст}$ и гидравлических сопротивлениях двух последовательно включенных участков трубопроводов R_1 и R_2 :

$$H_c = H_{ст} + R_1 + R_2. \quad (3.20)$$

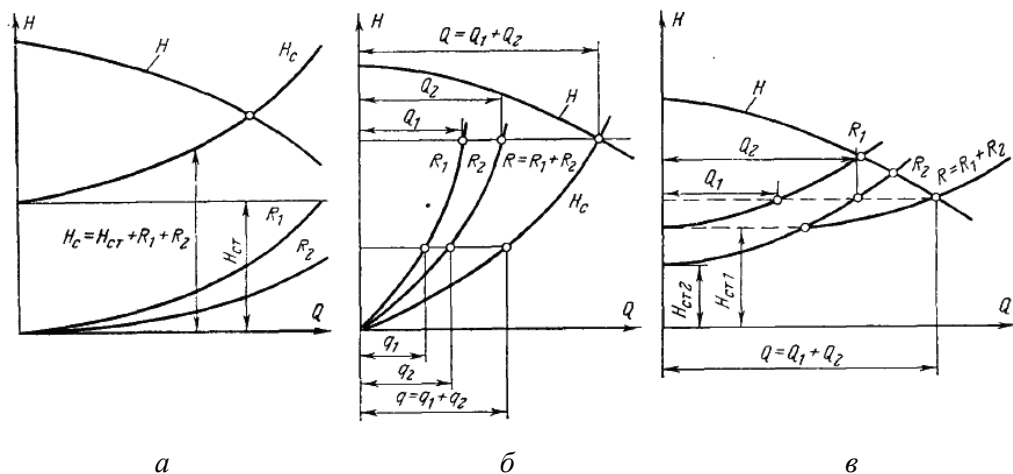


Рис. 3.10. Характеристика насоса и системы с двумя последовательными и параллельными участками

При параллельном соединении участков трубопроводов абсциссы характеристики сети получаются суммированием расходов жидкости, проходящих через отдельные участки при постоянном напоре. На рис. 3.10, б изображен случай работы насоса на сеть, состоящую из двух параллельно соединенных горизонтальных участков, с гидравлическими сопротивлениями R_1 и R_2 . Характеристика может быть найдена суммированием произвольно задаваемых подач: $q = q_1 + q_2$. Подача общая и через каждый из участков сети соответственно равна Q , Q_1 и Q_2 .

На рис. 3.10, в рассмотрен случай, где каждый из параллельно соединенных участков с характеристиками R_1 и R_2 имеет еще статический напор $H_{ст1}$ и $H_{ст2}$, разный для каждого из участков. Характеристика сети представляет собой ломаную кривую, которая состоит из характеристики R_2 до пересечения ее с линией статического напора $H_{ст1}$, а затем из кривой, получаемой суммированием подач.

Регулирование воздействием на систему осуществляется разными способами.

Дроссельное регулирование при $n = \text{const}$. Пусть центробежная машина включена в трубопроводную систему так, как показано на рис. 3.11 [8].

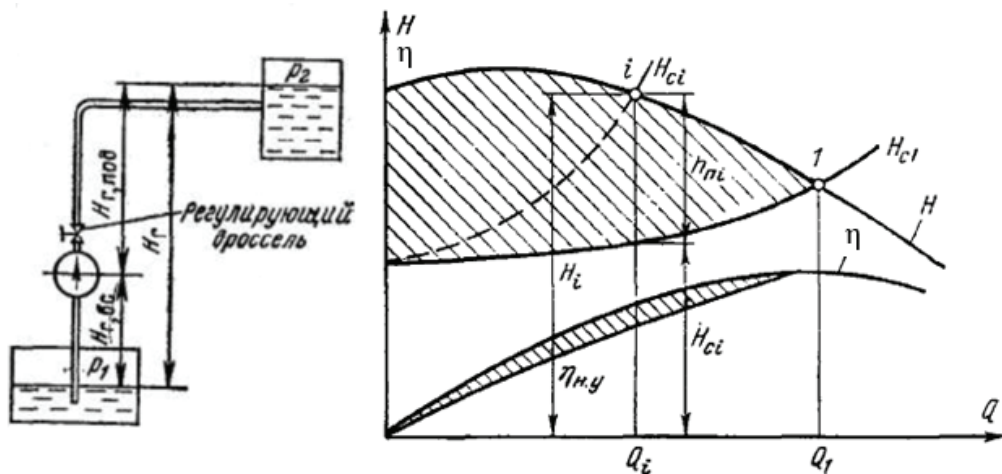


Рис. 3.11. Дроссельное регулирование

Дроссельное регулирование – наиболее распространенный, простой и надежный способ регулирования (рис. 3.11), который осуществляется дросселем, расположенным на напорной линии насоса, обычно вблизи него. По мере закрытия дросселя происходит увеличение сопротивления и соответствующее уменьшение подачи. Каждому положению дросселя соответствует новая характеристика сети. Равновесие в любой точке i наступит, когда напор насоса

$$H = H_{ci} + h_{pi}, \quad (3.21)$$

где h_{pi} – переменное сопротивление дросселя.

Изменяя положение дроссельного органа, а следовательно, и h_{pi} , можно получить любую подачу, соответствующую полному открытию.

Это – неэкономичный способ регулирования, так как сопровождается потерей в дроссельном органе части напора, создаваемого насосом. Поскольку при таком способе регулирования полезно используется в сети только напор H_{c1} , то КПД зарегулированной установки $\eta_{н.у}$ будет меньше КПД насоса:

$$\eta_{н.у} = \eta \frac{H_{c1}}{H}. \quad (3.22)$$

Минимальные потери при таком способе регулирования имеют место при пологой форме напорной характеристики насоса. Чем больше статический напор в общем значении напора сети, тем меньше потери напора в дросселе для данной подачи и тем выше КПД насосной установки. Следует отметить, что при дроссельном регулировании из-за больших значений местной скорости регулирующей орган (дроссельный клапан) быстро изнашивается и возникает опасность неплотного закрытия его при остановке насоса. Дросселирование на всасывающей линии не нашло практического применения из-за опасности возникновения кавитации.

Регулирование перепуском (байпасирование). При этом способе регулирования требуемая подача системы достигается перепуском из напорной линии на всасывание части подачи насоса. При включении в сеть (см. рис. 3.12) параллельно основной линии R_1 добавочной линии R_2 характеристика системы будет

уже $R_1 + R_2$ и вместо рабочей точки A_1 появляется новая рабочая точка A_2 . Напор при этом снизится с H_1 до H_2 , а подача насоса возрастет с Q_1 до Q_2 , однако уменьшение напора насоса, естественно, вызывает уменьшение расхода жидкости через основную линию 1 от Q_1 до требуемой $Q'_1 = Q_2 - q_\delta$.

С точки зрения экономичности такой способ регулирования приемлем для насосов с $n_s > 250$ и для вихревых насосов, у которых мощность падает с увеличением подачи. Для центробежных насосов с $n_s < 250$ регулирование перепуском вызывает увеличение потребляемой мощности и дополнительно нагружает двигатель.

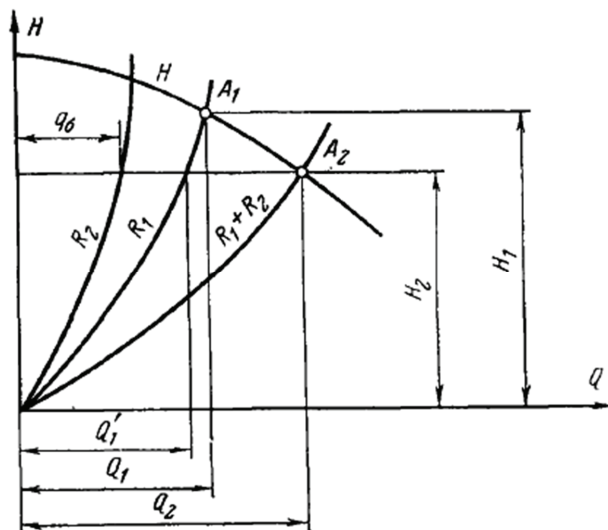


Рис. 3.12. Регулирование перепуском (байпасирование) [8]

Регулирование изменением частоты вращения насоса. Этот способ возможен при использовании приводных двигателей с регулируемой частотой вращения. К таким двигателям относятся электродвигатели постоянного тока, паровая турбина, двигатели внутреннего сгорания и асинхронные двигатели с фазным ротором или регулируемой частотой тока, допускающие плавное изменение частоты вращения.

При изменении частоты вращения n_i напорные характеристики $H = f(Q)$ насоса представляют собой конгруэнтные кривые (см. рис. 3.13). Рабочая точка, перемещаясь по характеристике сети, дает различные значения подачи Q_{pi} . При

крутых характеристиках системы H_c и малых значениях $H_{ст}$ этот метод не приводит к большим дополнительным потерям в гидравлической системе, так как в любых режимах напор насоса в сети согласован между собой. Коэффициент полезного действия насосной установки $\eta_{н.у}$ примерно равен КПД насоса η_i при частоте вращения n_i .

Если характеристика сети H'_c имеет значительную составляющую $H'_{ст}$, то изменение режима работы насоса будет связано с дополнительными потерями за счет отклонения КПД от зоны максимальных значений (см. рис. 3.13, точки 1' и 2').

При сравнении экономичности насосных установок с двигателями различного типа, а также при сравнении различных способов регулирования должно быть учтено изменение КПД самого двигателя, зависящее от нагрузки и частоты вращения.

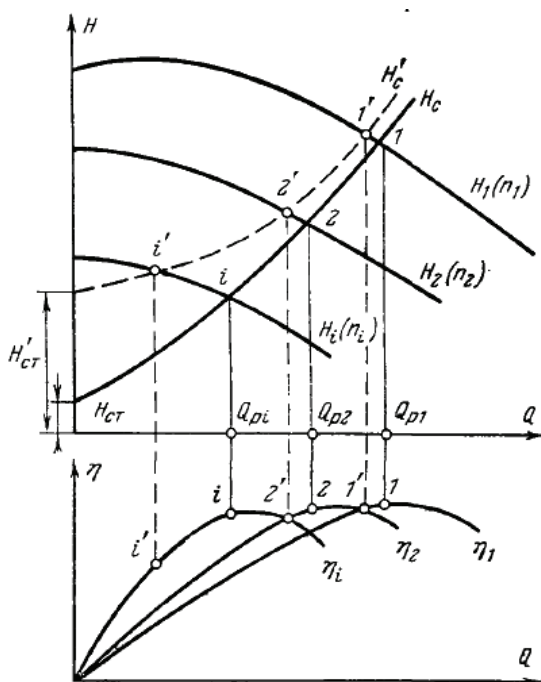


Рис. 3.13. График регулирования центробежной машины изменением частоты вращения

Частота вращения n_i в точке Q_{pi} определяется из уравнения подобия

$$n_i = n_1 \frac{Q_i}{Q_1}, \quad (3.23)$$

где Q_i и H_i – требуемые параметры насоса.

Мощность насоса в этом случае

$$N_i = N_1 (n_i/n_1)^3. \quad (3.24)$$

Регулирование изменением частоты вращения насоса при постоянной частоте вращения двигателя может быть осуществлено путем включения между валами двигателя и насоса какого-либо вариатора скорости, например, регулируемой гидромuffты, электромагнитной мuffты.

Крупные центробежные машины (насосы, турбокомпрессоры), применяющиеся в металлургии, химической промышленности и на центральных тепловых электрических станциях, часто выполняются с паротурбинным приводом. Регулирование подачи в таких случаях производится изменением частоты вращения вала машины. Для этого можно изменять частоту вращения турбины воздействием на ее паровпускное устройство. Можно также включить между валами двигателя и приводной машины механический вариатор скорости или гидравлическую мuffту. Тогда, сохраняя частоту вращения вала двигателя постоянной и изменяя передаточное отношение вариатора или гидромuffты, получаем переменную частоту вращения вала приводимой машины.

Применение гидромuffт вследствие их высокой стоимости оправдывается только в мощных высокооборотных установках при неглубоком регулировании. Глубокое регулирование гидромuffтой неэффективно, потому что ее КПД снижается пропорционально частоте вращения вала насоса (вентилятора).

Регулирование при помощи гидромuffты существенно выгоднее дроссельного регулирования при $n = \text{const}$.

Вследствие высокой стоимости вариаторов и гидромuffт, дающих плавное изменение скорости вала машины, в некоторых случаях целесообразно применение ступенчатого изменения частоты вращения (специальные электродвигатели и ступенчатые вариаторы) с дорегулировкой до требуемой подачи дроссе-

лированием. На рис. 3.14 показан график такого *смешанного регулирования подачи*.

Пусть основная частота вращения центробежной машины n , а ступенчатым вариатором можно получать частоты вращения $n_1 > n$ и $n_2 < n$. Предположим, что регулированием следует получить подачу $Q'_{\text{рег}}$. Изменяя частоту вращения вариатором скорости до n_1 , получаем подачу $Q_{\text{рег}1}$. Вводя дроссель и создавая им сопротивление $\Delta H'_{\text{рег}}$, получаем требующуюся подачу $Q'_{\text{рег}}$. Без регулирования частоты вращения получение такой подачи у данной машины было бы невозможно.

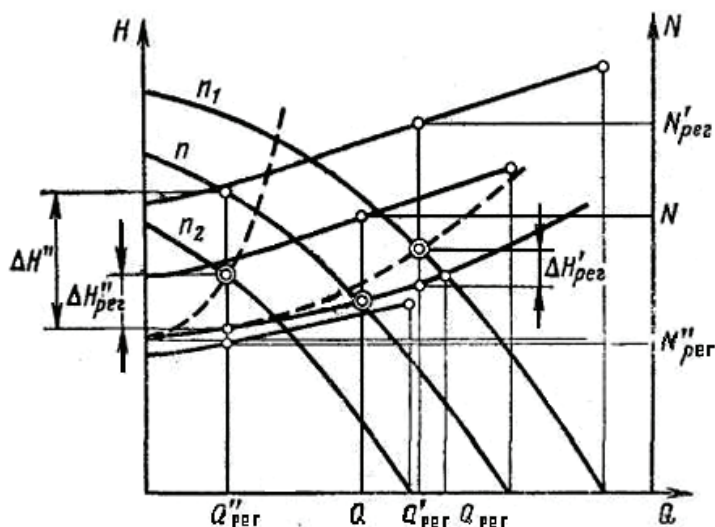


Рис. 3.14. График смешанного регулирования подачи центробежной машины

Таким образом, смешанное регулирование со ступенчатым изменением частоты вращения с энергетической стороны более эффективно, чем простое дроссельное регулирование.

Регулирование поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо. Из уравнения Эйлера следует, что удельная энергия, передаваемая потоку жидкости в центробежной машине, существенно зависит от условий входа на рабочие лопасти. Закручивание потока, поступающего в рабочее колесо, влияет на напор и при заданной характеристике трубопровода изменяет по-

дачу машины. Отсюда возникает возможность регулирования воздействием на поток, входящий в машину, особого лопастного направляющего аппарата. Последний может выполняться в двух основных конструктивно различных вариантах – осевом и радиальном.

На рис. 3.15 [9] дана схема осевого направляющего аппарата, состоящего из лопаток Л с радиальными осями поворота: лопатки поворачиваются все одновременно при помощи особого перестановочного кольца. Одно из положений лопаток соответствует размещению их в меридиональных плоскостях; при этом поток на входе в рабочее колесо будет радиальным.

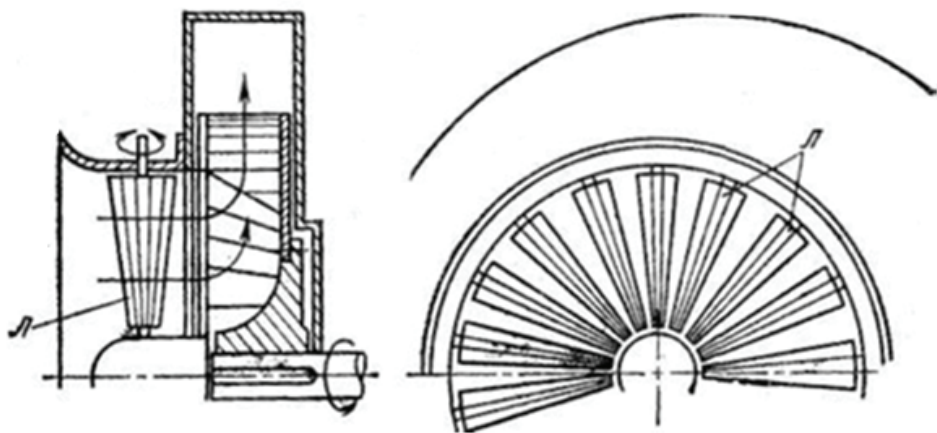


Рис. 3.15. Центробежная машина с осевым направляющим аппаратом на входе

Другое характерное положение лопаток будет соответствовать полному их закрытию, когда $Q = 0$. Промежуточные положения лопаток будут давать некоторые регулируемые значения подачи.

Конструкция осевого направляющего аппарата на входе удобна при осевом подводе потока к машине (вентиляторы типа ВД).

На рис. 3.16 [9] представлена схема направляющего аппарата радиальной конструкции, установленного на входе. Здесь круговая цилиндрическая решетка поворотных лопаток с осями, параллельными геометрической оси ротора машины, также обуславливает отклонение потока от меридиональных плоскостей.

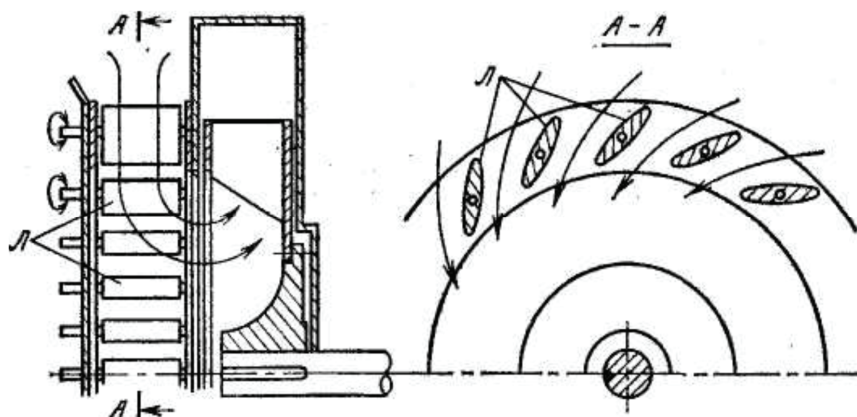


Рис. 3.16. Центробежная машина с радиальным направляющим аппаратом на входе

Это отклонение регулируется углом расположения средней плоскости лопаток относительно меридиональных плоскостей, проходящих через оси поворота лопастей. Как видно из рис. 3.16, радиальный направляющий аппарат требует радиального подвода потока в центробежной машине, поэтому комбинирование такой машины с трубопроводом менее удобно, чем в случае осевого направляющего аппарата.

Направляющие аппараты следует располагать в непосредственной близости от входа в колесо (чем ближе, тем лучше): только в этом случае достигается эффективное регулирование. Если направляющий аппарат располагать на некотором расстоянии от машины, то эффективность его может быть низкой из-за быстрого торможения вращательного движения потока, создаваемого направляющим аппаратом на участке трубопровода между направляющим аппаратом и машиной.

Рассмотрим график регулирования подачи направляющим аппаратом на входе (см. рис. 3.17). На нем нанесены характеристики напора и мощности при $n = \text{const}$, соответствующие трем различным положениям направляющего аппа-

3.7. Сводные графики центробежных насосов при различных способах регулирования

Изменение подачи машины, работающей по заданному графику, обычно сопровождается изменением ее КПД. Отклонение КПД от его максимального значения обычно тем значительнее, чем глубже регулируется машина. Работа машины с низким КПД невыгодна, поэтому допустимые отклонения КПД от его максимального значения регламентированы ГОСТами или ведомственными нормами. Так, при выборе насосов допускаются режимы работы с КПД, отличающимся на 7 % от максимального КПД данного насоса: выбор вентиляторов по ГОСТ должен производиться так, чтобы их КПД не падал ниже $0,9\eta_{max}$. В связи с этим выбор машин следует производить по характеристикам, построенным с учетом допустимого снижения КПД.

Если на характеристиках машины выделить участок с допустимым КПД, то получим область, называемую полем рабочих параметров. Каждая точка этого поля обеспечивает работу машины с КПД не ниже допустимого.

Рассмотрим построение полей рабочих параметров при различных способах регулирования машин.

Пусть машина *регулируется изменением частоты вращения* в пределах от n_{min} до n_{max} (см. рис. 3.18 [9]). Проведением на графике линии минимальных КПД, допустимых при эксплуатации, выделяется заштрихованная площадь *abcd*. Эта площадь представляет собой поле подач и напоров, создаваемых машиной при условии работы с изменением частоты вращения.

Если в координатной системе $Q - H$ нанести поля подач и напоров различных машин, регулируемых изменением частоты вращения, то получится сводный график при переменной частоте вращения.

Поле $Q - H$ машины при *регулировании ее дросселем* на напорной трубе представлено на рис. 3.18.

Очевидно, что минимальное значение КПД, допустимое при эксплуатации машин, определяет участок ab напорной характеристики, для всех точек которого $\eta > \eta_{\min}$. Следовательно, при $n = \text{const}$ и регулировании дросселем поле подач и напоров представляется участком ab характеристики.

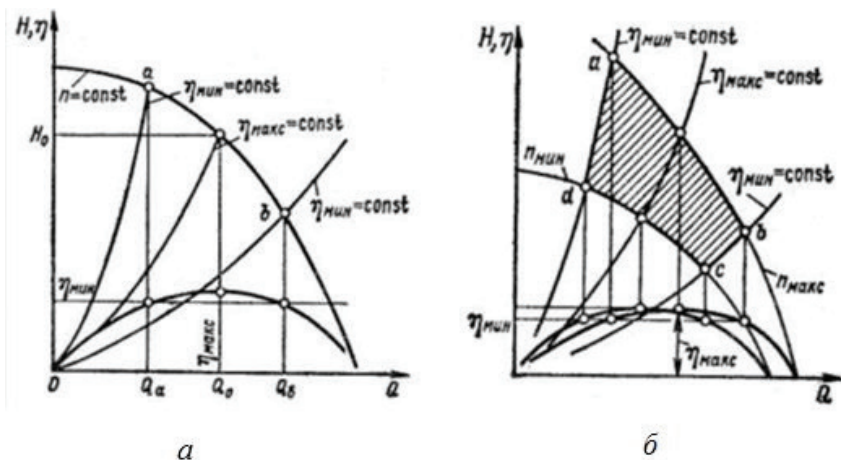


Рис. 3.18. Построение поля характеристик машины с дроссельным регулированием — a , с регулируемой частотой вращения — b

Для расширения области применения насосов широко используется **регулирование способом обрезки рабочих колес** без изменения формы рабочих лопастей. Обрезкой называют уменьшение наружного диаметра рабочего колеса путем обтачивания его на токарном станке. При этом геометрическое подобие нарушается, поэтому условия подобия и формулы пропорциональности для пересчета параметров при обрезке применять нельзя.

Выясним влияние обрезки на поле подач и напоров насоса. Имеем характеристику насоса с исходным колесом при $n = \text{const}$ (см. рис. 3.19 [9]). Эксплуатационное условие $\eta > \eta_{\min}$ позволяет определить рабочий участок ab характеристики до обрезки.

Задавшись $D_{2\text{обр}}$ и зная D_2 и параметры Q и H для точек a и b , можно определить положения точек c и d (они лежат на параболах обрезок, проходящих через точки a и b). Таким образом, определилось поле подач и напоров заданного насоса при условии обрезки до $D_{2\text{обр}}$.

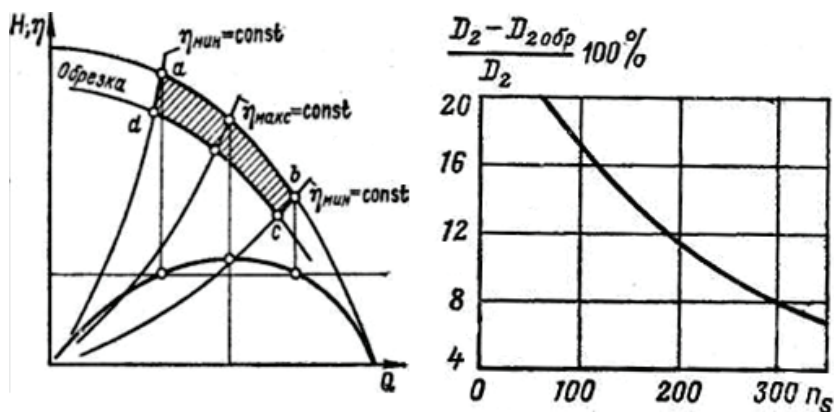


Рис. 3.19. Построение поля характеристик насоса при обрезке рабочего колеса и допустимая обрезка колеса в зависимости от коэффициента быстроходности

Обрезка существенно расширяет область подач и напоров насоса данного типа и размера. Колеса центробежных насосов допускают без заметного понижения КПД тем большую обрезку, чем меньше их быстроходность (рис. 3.19). Максимальная обрезка составляет 10 %.

Способ *регулирования подачи направляющим лопаточным аппаратом на входе в рабочее колесо*, применяется в вентиляторах средней и высокой мощности и дымососах. Рисунок 3.20 дает качественное представление о поле подач и напоров в безразмерных координатах.

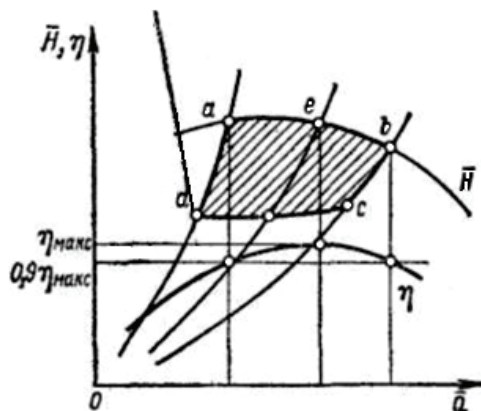


Рис. 3.20. Построение поля характеристик машины с регулированием направляющим аппаратом на входе

3.8. Влияние температуры жидкости на конструкцию центробежных насосов

Обычные конструкции центробежных насосов могут применяться для подачи воды с температурой до 353 К. В некоторых случаях, по согласованию с заводами-изготовителями, допускается повышение температуры до 378 К. Дальнейшее повышение температуры воды отражается на конструкциях некоторых элементов насосов. Это влияние температуры распространяется на конструкции подшипников, сальников, на способ крепления корпуса насоса или его секций к станине (плите) и т. д.

При работе подшипников выделяется некоторое количество теплоты, тем большее, чем менее совершенен подшипник. В горячих насосах значительное количество теплоты подводится к подшипнику через вал от сальников и перемещаемой жидкости. Эта теплота совместно с теплотой трения может создавать недопустимо высокие температуры элементов подшипника, приводящие к вытеканию смазки и полусухому трению. Отсюда возникает необходимость охлаждения подшипников, предназначенных для перекачки горячих жидкостей. В таких насосах с небольшой подачей смазка подшипников производится порциями масла, находящегося в ваннах подшипников. Охлаждение масла производят введением холодной воды в трубчатый змеевик, размещенный в масляной ванне подшипника или полости охлаждения, окружающей последнюю.

Сальники насосов являются их важными элементами. У насосов для горячих жидкостей сальники требуют особого внимания. Сальники таких насосов выполняются, как правило, охлаждаемыми. Здесь возможны различные конструктивные формы: как с внешним отводом теплоты, так и с отводом теплоты водой, непосредственно омывающей поверхности втулок сальника.

При внешнем охлаждении в части корпуса насоса, окружающей сальник, делается кольцевая полость, в которую снизу подводится холодная вода. Отвод воды производится из самой верхней точки охлаждающей полости, чем предупреждается концентрация в ней воздуха и пара.

Простейшая конструкция сальника с охлаждением показана на рис. 3.21: если по трубке *a* подводить воду не из напорного патрубка насоса, а из трубопровода холодной воды, то при помощи распределительного кольца *b* будет производиться не только уплотнение, но и достаточно равномерное охлаждение вала.

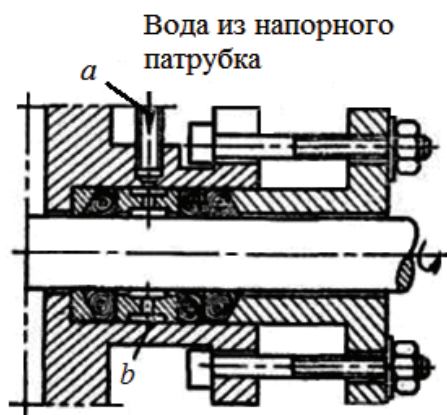


Рис. 3.21. Сальник с мягкой набивкой и водяным уплотнением

Действительно, холодная вода, равномерно обволакивая вал в области кольца, стремится растекаться через малейшие неплотности между поверхностью вала и набивкой и, проникая наружу и частично внутрь насоса, эффективно отводит теплоту от поверхности трения. Сальник такого типа не следует сильно затягивать: он должен пропускать воду тонкой струйкой или быстро вытекающими каплями. Значительные тепловые деформации и их неравномерность приводят к своеобразным конструктивным формам отдельных элементов насосов для горячих жидкостей.

Обычная схема расположения опорных лап корпуса насоса для подачи холодной воды показана на рис. 3.22, *a*. Расположение лап здесь нижнее. Приме-

нение такой конструкции в насосах для горячих жидкостей вызывает существенные затруднения с центровкой насоса и двигателя, если они соединяются непосредственно при помощи муфты.

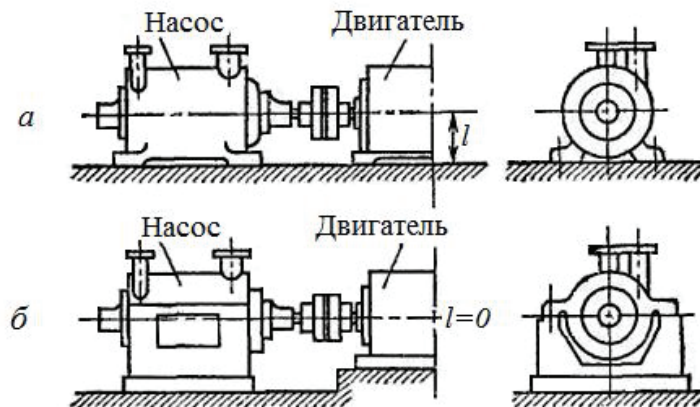


Рис. 3.22. Два варианта опорных лап центробежных насосов

Действительно, правильная центровка, произведенная при низкой монтажной температуре (рис. 3.22, а), неизбежно нарушится в течение короткого периода после пуска, как только насос разогреется до своей рабочей температуры. Размер Z , м, для электродвигателя практически останется без изменений, а для насоса он изменится за счет тепловой деформации $\Delta Z = 0,012/\Delta t$.

Таким образом, после разогрева насоса совпадение геометрических осей насоса и двигателя нарушается и возникает вибрация агрегата. Это обстоятельство заставляет располагать опорные поверхности лап насоса на уровне геометрической оси насоса (рис. 3.22, б). При этом тепловые деформации корпуса насоса будут распространяться симметрично и нарушений центровки при разогреве наблюдаться не будет.

В насосах для горячих жидкостей предусматривается надежная компенсация тепловых деформаций продольного и поперечного направлений. С этой целью производят фиксацию насоса шпонками, располагаемыми на лапах и корпусе и входящими в канавки на станине насоса (см. рис. 3.23).

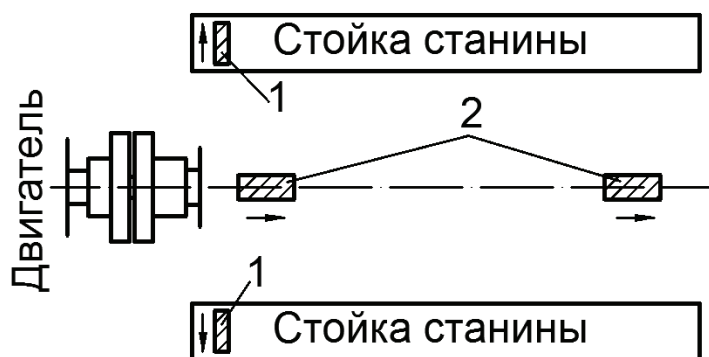


Рис. 3.23. Компенсация тепловых деформаций насоса
для горячих жидкостей

Поперечные шпонки 1 фиксируют корпус насоса в продольном направлении и создают возможность для свободного поперечного расширения. Продольные шпонки 2 фиксируют насос в поперечном направлении и позволяют ему свободно расширяться в продольном направлении.

Таким образом, обеспечивается свободное расширение корпуса насоса в направлениях, указанных на рисунке стрелками.

Фиксация корпуса в вертикальном направлении производится болтовыми соединениями (рис. 3.24). Здесь затяжка крепежного болта 1 производится на втулке 2 так, что между поверхностями массивной жесткой шайбы 3 и прилегающей к ней опорной лапы 4 достигается плотное соприкосновение без натяга.

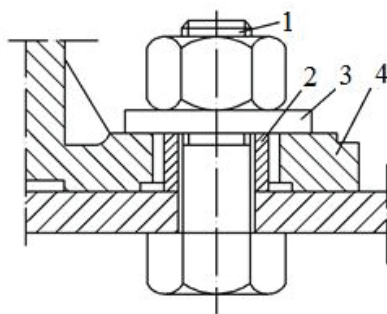


Рис. 3.24. Компенсирующее крепление опорной лапы насоса
для горячих жидкостей

Если в насосах для горячих жидкостей не предусмотрена компенсация тепловых деформаций, то возникают местные перенапряжения в материале, опасные для машины. В таких насосах секционного типа в тяжелых условиях находятся стяжные болты, затягиваемые при монтажной (относительно низкой) температуре. При разогреве насоса температура стяжных болтов не достигает температуры секций, так как они лежат вне секций, омываемых с внутренней стороны жидкостью высокой температуры. Возникающая разность тепловых деформаций вызывает в резьбовой части болтов перенапряжение материала. В целях предотвращения этого явления насосы снабжают изолирующим кожухом, захватывающим стяжные болты, а промежуток между внутренней поверхностью кожуха и корпусом набивают теплоизоляционным материалом.

При медленном разогреве насоса можно получить практически близкие температуры корпуса и стяжных болтов.

3.9. Влияние формы лопастей колеса на напор насоса

Рассмотрим влияние угла β_2 на примере рабочего колеса с радиальным входом потока в межлопастные каналы. Из плана скоростей на выходе имеем

$$u_2 - c_{2u} = c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

откуда $c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2$,

где c_{2r} — радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе.

$$H_{\text{т}\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2}{g}. \quad (3.25)$$

Если ввести обозначения $\frac{u_2^2}{g} = A$ и $\frac{u_2 c_{2r}}{g} = B$, то теоретический напор определится по формуле

$$H_{T\infty} = A - B \cdot \operatorname{ctg}\beta_2. \quad (3.26)$$

Зависимость $H_{T\infty}$ от $\operatorname{ctg}\beta_2$ можно представить в виде

β_2	0	90°	180°
$H_{T\infty}$	$-\infty$	$\frac{u_2^2}{g}$	$+\infty$

Значение β_2 , соответствующее $H_{T\infty} = 0$ в уравнении (3.25):

$$\beta_2 = \operatorname{arccctg} \frac{u_2}{c_{2r}}. \quad (3.27)$$

График уравнения (3.26) представлен на рис. 3.25. Как видно из этого рисунка, теоретический напор существенно зависит от угла β_2 , в особенности при малых и больших значениях, приближающихся к нулю или 180°.

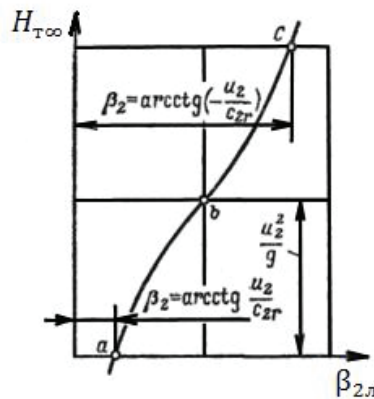


Рис. 3.25. График зависимости $H_{T\infty} = A - B \cdot \operatorname{ctg}\beta_2$

Измерения скорости потока и определение ее направления на выходе из рабочих колес насосов и вентиляторов показывают, что угол β_2 потока отличается от лопастного угла $\beta_{2л}$, характеризующего положение конечного участка лопасти. Разность углов $\beta_{2л}$ и β_2 называют углом скоса потока: $\sigma = \beta_{2л} - \beta_2$. Угол σ для машин обычных конструкций почти не зависит от режима работы и составляет $3-5^\circ$.

Очевидно, что лопастной угол $\beta_{2л}$ является фактором, позволяющим конструировать машины с различными значениями теоретического и действительного напоров.

Три типа лопастей рабочего колеса. В конструкциях центробежных машин различного назначения встречаются лопасти, отогнутые назад, радиальные и отогнутые вперед. Лопастной угол $\beta_{2л}$, как видно из рис. 3.26 [9], определяет тип лопасти.

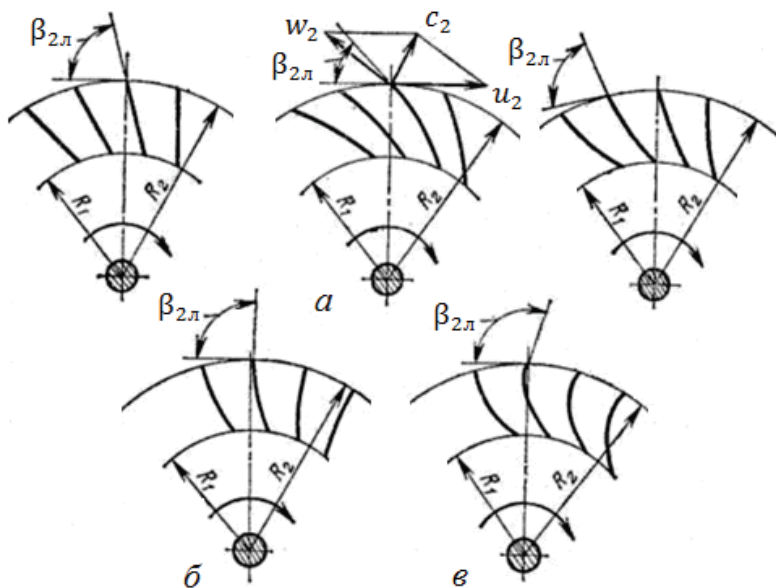


Рис. 3.26. Типы рабочих лопастей центробежной машины:

а – лопасти отогнуты назад; *б* – лопасти радиальные; *в* – лопасти отогнуты вперед

Ранее было показано, как влияет угол $\beta_{2л}$ на полный теоретический напор. Выясним теперь влияние этого угла на статическую и скоростную составляющие теоретического напора применительно к трем основным типам рабочих лопастей.

Для упрощения анализа предположим, что колесо имеет радиальный вход и что радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе равна абсолютной скорости на входе в межлопастные каналы.

Воспользуемся известным соотношением

$$H_{\text{т}\infty} = (H_{\text{ск}})_{\text{т}\infty} + (H_{\text{ст}})_{\text{т}\infty}. \quad (3.28)$$

Из тригонометрических соотношений (см. рис. 3.2) следует:

$$(H_{\text{ск}})_{\text{т}\infty} = \frac{(u_2 - c_{2r} \text{ctg} \beta_2)^2}{2g}; \quad (3.29)$$

$$(H_{\text{ст}})_{\text{т}\infty} = \frac{(u_2^2 - c_{2r} \text{ctg} \beta_2)^2}{2g}. \quad (3.30)$$

По уравнениям (3.28), (3.29) и (3.30) можно построить графики зависимости полного напора и его составляющих от угла β_2 (см. рис. 3.27), которые наглядно показывают, что уменьшение угла β_2 приводит к снижению полного напора, развиваемого рабочим колесом центробежной машины.

Из изложенного следует, что лопасти, отогнутые вперед, передают потоку наибольшее количество энергии по сравнению с лопастями других форм. Но в общем количестве энергии, передаваемой такими лопастями, преобладает скоростная энергия. Напротив, в полной энергии, передаваемой лопастями, отогнутыми назад, преобладает энергия потенциальная (статический напор).

Способность рабочих лопастей развивать статический напор обычно характеризуют *степенью реактивности рабочего колеса*.

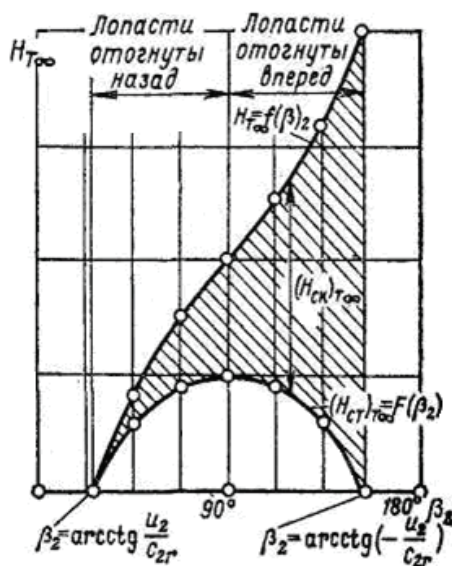


Рис. 3.27. Графики напоров насоса в зависимости от угла выхода потока

Степень реактивности ρ равна отношению теоретического статического напора к полному теоретическому напору, развиваемому лопастями рабочего колеса машины:

$$\rho = \frac{(H_{CT})_{T\infty}}{H_{T\infty}} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (3.31)$$

Для лопастей, предельно отогнутых вперед,

при $\beta_2 = \arccctg \left(-\frac{u_2}{c_{2r}} \right)$, $\rho = 0$.

Для радиальных лопастей $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$, поэтому $\rho = \frac{1}{2}$.

Для лопастей, предельно отогнутых назад, при $\beta_2 = \arccctg \left(+\frac{u_2}{c_{2r}} \right)$, $\rho = 1$.

Таким образом, степень реактивности характеризует конструктивный тип лопастей машины со стороны развиваемого ими статического напора.

Лопасты с малой степенью реактивности в основном развивают скоростной напор и, следовательно, имеют высокие выходные скорости. Для преобразова-

ния скоростного напора в статический машины с такими лопастями снабжаются диффузорными устройствами, обладающими низким КПД. Поэтому КПД машины с малой степенью реактивности обычно ниже КПД машины, обладающей большой степенью реактивности.

Выводы. Лопасти, предельно отогнутые вперед, развивают при заданных u_2 и c_{2r} наибольший полный теоретический напор в форме скоростного напора. При уменьшении угла β_2 полный теоретический напор уменьшается, одновременно растет степень реактивности и повышается статический напор. При $\beta_2 = 90^\circ$ степень реактивности равна 0,5 и полный теоретический напор состоит из одинаковых скоростного и статического напоров.

Дальнейшее уменьшение угла β_2 связано с падением полного теоретического напора до нуля при одновременном росте степени реактивности до единицы. Последнее связано с относительным повышением статического напора.

В конструкциях центробежных машин различных назначений встречаются все три типа лопастей. В центробежных насосах применяются в основном только лопасти, отогнутые назад.

Центробежные вентиляторы имеют все три типа лопастей. Центробежные компрессоры обычно имеют лопасти, отогнутые назад.

3.10. Теоретические и действительные характеристики насосов

Характеристиками центробежной машины называют графически изображенные зависимости

$$H, N, \eta = f(Q).$$

Если эти зависимости даны при $n = \text{const}$, то они являются характеристиками при постоянной частоте вращения: если же они даны при $n = \text{var}$, то их называют характеристиками при переменной частоте вращения.

Наиболее важной характеристикой является зависимость между напором и подачей (или давлением и подачей). Используя уравнение Эйлера и взаимосвязи скоростей потока на выходе рабочего колеса насоса получим следующую зависимость:

$$H_{T\infty} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{n \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2 g} Q. \quad (3.32)$$

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами при $n = \text{const}$

$$\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} = C = \text{const}, \quad \frac{n \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{60 b_2 g} = E = \text{const}.$$

На основании последних соотношений получим следующее уравнение характеристики:

$$H_{T\infty} = C - EQ. \quad (3.33)$$

Это уравнение прямой линии; положение ее в координатной системе $Q - H$ при заданных значениях n , β_2 и D_2 зависит от угла β_2 (см. рис. 3.28).

При построении характеристики центробежной машины при $n = \text{const}$ предполагается изменение аргумента Q путем изменения открытия запорного органа на выходном патрубке машины. Такой процесс называется дросселированием, а сами характеристики – **дроссельными кривыми**.

Из рис. 3.28 видно, что при заданной подаче теоретический напор тем выше, чем больше рабочая лопасть отогнута вперед.

Достижение заданных теоретического напора и подачи центробежной машины при рабочих колесах с различными углами требует различных окружных скоростей на выходе из рабочего колеса или при одинаковом диаметре колес – различных частот вращения. Это ясно из теоретических характеристик, показанных на рис. 3.28.

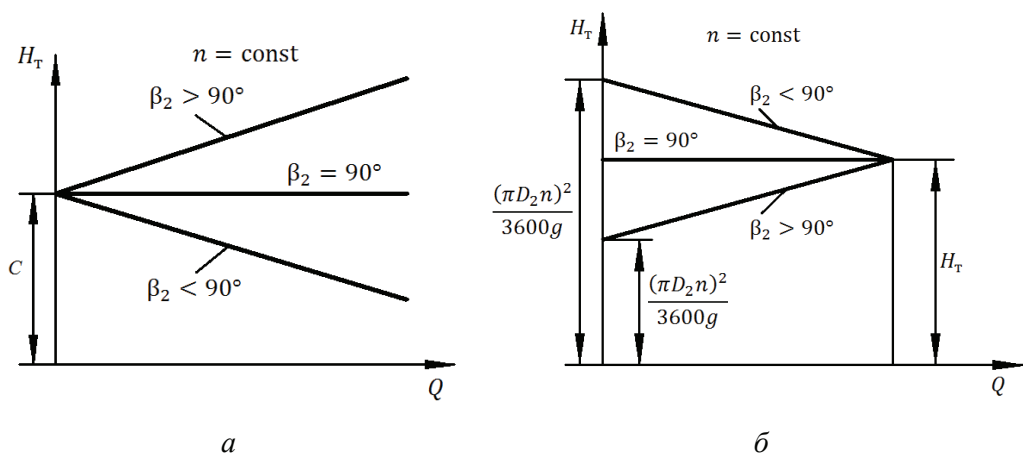


Рис. 3.28. Теоретические характеристики центробежных машин при различных углах β_2 – а и теоретические характеристики центробежных машин с одинаковыми Q и H_T при различных углах β_2 – б

Для получения заданного теоретического напора при одинаковом диаметре рабочих колес наименьшей частотой вращения должно обладать колесо с лопастями, загнутыми вперед, а наибольшей – колесо с лопастями, загнутыми назад. По нижеследующему уравнению можно выяснить форму характеристики теоретической мощности центробежной машины:

$$N_{\text{т}\infty} = M \cdot g \cdot H_{\text{т}\infty} = \rho Q (C - EQ) g. \quad (3.34)$$

Эта характеристика может быть представлена графически для различных значений β_2 при постоянных значениях ρ , n , D_2 , b_2 (см. рис. 3.29) [9].

Действительный напор отличается от теоретического на значение потерь напора в проточной полости машины.

При изменении подачи машины потери напора меняются, во-первых, вследствие изменения сопротивления проточной полости, пропорционального квадрату средней скорости потока, во-вторых, по причине изменения направления скорости на входе в межлопастные каналы. Последнее обуславливает удар жидкости (газа) о входные кромки лопастей и образование в потоке вихревых

зон. В результате этого характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

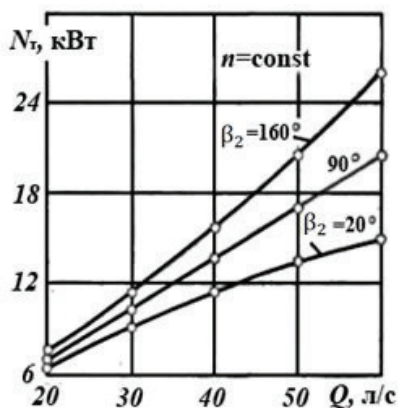


Рис. 3.29. Теоретические характеристики мощности при различных значениях угла β_2 при $n = 1000$ об/мин. $D_2 = 0,5$ м и $b_2 = 0,03$ м (центробежный насос)

В зависимости от значения лопастного угла β_2 и конструктивных особенностей проточной полости центробежной машины действительная характеристика может иметь две типичные формы (рис. 3.30).

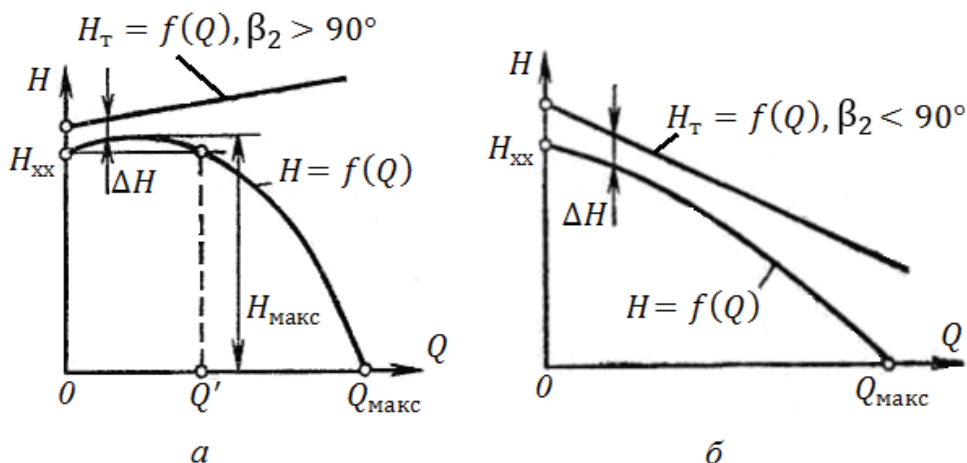


Рис. 3.30. Действительная характеристика при $\beta_2 > 90^\circ$ – а и при $\beta_2 < 90^\circ$ – б

Действительная характеристика мощности машины может быть получена из теоретических характеристик путем вычитания (при данных подачах) из значений теоретической мощности ее потерь. При этом характер зависимости мощности от подачи в основном сохранится: действительная мощность машины будет возрастать с увеличением подачи. Однако вследствие неодинакового относительного влияния потерь на полную мощность линия действительной мощности отклоняется от линии теоретической мощности: она представится слегка изогнутой кривой.

Теоретическая мощность при подаче, равной нулю, также равна нулю. Действительная же мощность при $Q = 0$ (при закрытом дросселе) равна мощности холостого хода $N_{\text{хх}}$, затрачиваемой на покрытие потерь мощности в этом режиме.

Потери мощности на холостом ходу обусловлены циркуляционными потоками в проточной части машины, особенно в рабочем колесе, дисковым трением о жидкость (газ), механическим трением в уплотнениях и подшипниках машины. Все указанное приводит к форме характеристик действительной мощности, показанной на рис. 3.31.

По характеристикам действительного напора и действительной мощности определяется КПД центробежной машины (см. рис. 3.32) [9].

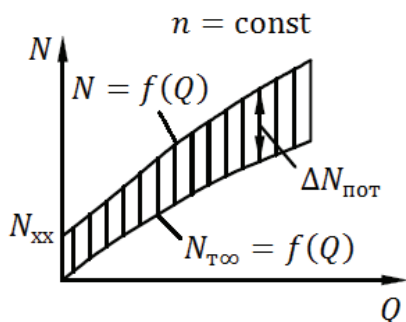


Рис. 3.31. Характеристики теоретической и действительной мощностей центробежной машины

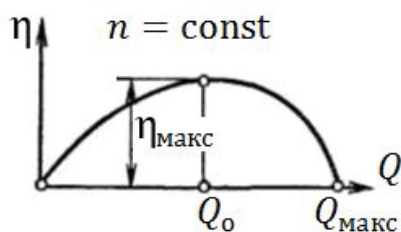


Рис. 3.32. Характеристика КПД центробежной машины

Режим машины, при котором ее КПД максимален, называют **оптимальным**: при этом затраты мощности для создания напора и подачи осуществляются в машине с наилучшим энергетическим эффектом, т. е. наиболее экономично.

3.11. Выбор насосов по заданным рабочим параметрам. Приводные двигатели

Выбор насосов для работы в заданных эксплуатационных условиях должен проводиться на основе технико-экономических расчетов. Насос, приводной двигатель его и вся трубная и электрическая коммуникация насосного агрегата должны быть дешевыми и работать с наивысшим КПД.

Рассмотрим общий метод решения задачи о выборе насоса для заданных рабочих условий.

Гидравлическим расчетом водопроводной сети выясняются необходимый напор насосов и их подача. Последняя в общем случае переменна во времени и покрывается несколькими насосами. Поэтому задача выбора насосов заключается не только в определении типа и размеров насоса, но и в выяснении необходимого их количества. Эта задача решается экономическим расчетом нескольких (не менее трех) вариантов установки с различными количествами насосов. Наиболее выгодным является вариант, дающий наименьшую стоимость 1 м³ поданной жидкости при соблюдении полной надежности и бесперебойности работы.

Для любого заданного графика подач наиболее простым будет вариант с одним рабочим насосом, покрывающим все заданные расходы от Q_{\min} до Q_{\max} . При этом установка должна состоять из двух насосов – рабочего и резервного, рассчитанного на расход Q_{\max} .

Пользуясь сводным графиком полей характеристик, например, рис. 3.33, находим тип насоса, чтобы режим работы насоса не выходил из поля его характеристик от Q_{\min} до Q_{\max} . Если это не может быть выполнено, то вариант с одним насосом практически неприемлем.

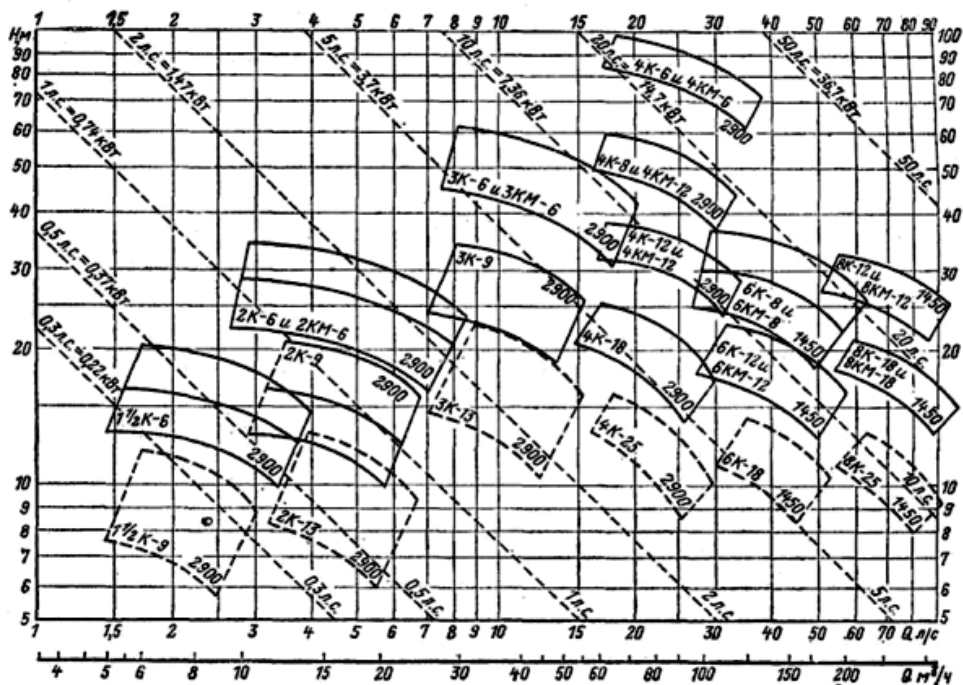


Рис. 3.33. Сводный график полей характеристик насосов типов К и КМ

По частоте вращения, указанной в поле характеристик, и в зависимости от предполагаемых условий работы выбирается тип электродвигателя, причем если нет ограничений, то следует выбирать наиболее дешевые, открытые конструкции. Затем эскизно разрабатывается размещение оборудования с указанием трубопроводов и электрической коммутации и нанесением всего вспомогательного оборудования.

По справочникам-ценникам определяется стоимость оборудования и его монтажа.

Намечаются тип и кубатура здания (помещения) насосной установки и по укрупненным измерителям определяется стоимость его сооружения.

Годовые эксплуатационные затраты складываются из стоимости электроэнергии, отчислений на амортизацию и капитальный ремонт здания и оборудования, стоимости обслуживания, отчислений на текущий ремонт, стоимости смазочных и обтирочных материалов.

Годовой расход электроэнергии легко вычисляется по графику подач и размерной характеристике принятого типа насоса.

Годовая стоимость электроэнергии получается умножением ее годового расхода на стоимость 1 кВт·ч.

Все указанные выше отчисления (амортизация, ремонты) принимаются по ведомственным данным.

Годовая стоимость обслуживания вычисляется в зависимости от штата обслуживающего персонала и его зарплаты также по ведомственным данным.

Если годовые эксплуатационные затраты, вычисленные описанным способом, R'_3 , а годовая подача насосной установки $V_{\text{год}}$, то стоимость подачи 1 м³ жидкости в первом варианте составляет

$$r = R'_3 / V_{\text{год}}. \quad (3.35)$$

Этот вариант характерен глубоким регулированием и 100 % резервом установленной подачи.

Аналогичным путем, приняв количество насосов равным 2, 3, 4..., можно рассчитать стоимости $r_2, r_3, r_4...$ и построить график (рис. 3.34).

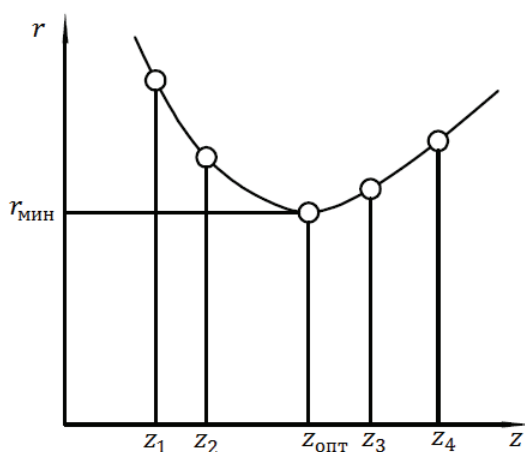


Рис. 3.34. Выбор экономически наивыгоднейшего варианта насосной установки

Наиболее экономичный вариант насосной установки соответствует количеству насосов $z_{\text{опт}}$, при котором $r = r_{\text{мин}}$.

Применительно к графику на рис. 3.34 экономически наивыгоднейший вариант соответствует количеству насосов $z = 3$.

При проектировании насосных установок промышленных предприятий, располагающих для привода и электроэнергией, и паром, должен быть решен вопрос о выборе приводного двигателя (электродвигатель или паровая турбина). При этом следует иметь в виду, что турбины малой мощности обычно высокооборотны и для обычных типов насосов без применения редукторов неприемлемы. Кроме того, КПД паровых турбин малой мощности, работающих на выхлоп в атмосферу, очень низок, и энергетическая эффективность насосного агрегата с такой турбиной ничтожна. Принять такой вид привода можно лишь для пускорезервных, кратковременно действующих агрегатов.

Применение паротурбинного привода для постоянно действующих (не резервных) центробежных насосов допустимо лишь при условии использования отработавшего пара турбины в регенеративном цикле или для целей теплофикации. В этом случае паротурбинный привод энергетически эффективнее электрического для мощности привода более 6 МВт.

Для электрического привода центробежных насосов применяют синхронные и асинхронные двигатели.

Частота n_c вращения ротора синхронного двигателя кратна частоте электрического тока сети, питающей двигатель: $n_c = 60 f / p$, где f – частота тока электрической сети; p – число пар полюсов электродвигателя.

При принятой в РФ частоте тока 50 Гц частоты вращения валов синхронных двигателей в зависимости от $p = 1, 2, 3, \dots 6$ будут соответственно $n_c = 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500$.

Частота вращения n асинхронных двигателей меньше, чем синхронных, вследствие разницы между частотами вращения магнитного поля статора и ро-

тора: $n < n_c$. Разность $(n_c - n)$ относят к синхронной частоте n_c и называют скольжением $(n_c - n)/n_c = s$.

Очевидно, что $n = n_c(l - s)$.

Скольжение при номинальной нагрузке асинхронных двигателей обратно пропорционально мощности двигателя и лежит в пределах 0,01–0,06 (в среднем 0,03).

Для асинхронных двигателей характерны следующие ориентировочные частоты вращения: 2960–1430, 960, 730, 585, 368 об/мин.

В преобладающем большинстве случаев валы насосов и электродвигателей соединяются непосредственно с помощью упругих муфт, без вариаторов частоты вращения. Поэтому указанные ряды частот вращения являются характерными для центробежных насосов стандартного исполнения.

Выбор типа электродвигателя следует производить с учетом нижеследующих соображений.

Асинхронные двигатели большой мощности и невысокой частоты вращения обладают пониженными КПД. При достаточной мощности питающей сети их включают непосредственно, без добавочных устройств, уменьшающих пусковой ток, что является их положительным качеством. Применение асинхронных двигателей с фазовым ротором в целях облегчения условий пуска рекомендуется лишь в редких случаях вследствие высокой стоимости таких двигателей. Асинхронные двигатели применяют обычно для привода насосов с мощностью не более 500 кВт при частоте вращения не менее 750 об/мин.

Длительность разгона при пуске насоса не должна быть более 15 с.

Для привода насосов с мощностью от 500 до 10 000 кВт и более применяют синхронные двигатели, обладающие при больших мощностях и малых частотах вращения высокими энергетическими показателями. Важным положительным свойством синхронных двигателей является их способность работать в качестве компенсаторов реактивной мощности, повышающих $\cos(\varphi)$ системы. Пуск синхронных двигателей сложнее, чем асинхронных, потому что связан с примене-

нием специальных обмоток в пазах якоря, служащих для «втягивания» ротора в синхронизм (достижения синхронной скорости).

В зависимости от рабочих условий электродвигатели для привода насосов могут иметь особую форму исполнения для защиты от вредных воздействий. В сухих и непыльных залах насосных станций применяют двигатели открытого типа незащищенные. Для работы в сырых помещениях выбирают двигатели с влагостойкой изоляцией или в закрытом исполнении с подводом охлаждающего воздуха извне, нередко от специальной вентиляторной установки.

При расчете мощности двигателя для привода насоса следует учитывать возможное увеличение мощности на валу при отклонении режима от расчетного. Это обстоятельство требует некоторого запаса мощности двигателя и учитывается коэффициентом m запаса мощности:

$$N_{\text{дв}} = m \frac{MH\rho g}{\eta}, \quad (3.36)$$

где M , H и η – параметры насоса при расчетном режиме; $m = 1,1\text{--}1,5$ и имеет тем меньшее значение, чем крупнее насос.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Горшков А.М. Насосы / А.М. Горшков. М.: Госэнергоиздат, 1947. 188 с.
2. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П.И. Дурнов. Киев; Одесса: Вища школа. Головное изд-во, 1985. 264 с.
3. Лопастные насосы: справочник / В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов; под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. 334 с.
4. Карасев Б.В. Насосные и воздухоподводящие станции: учеб. для вузов / Б.В. Карасев. М.: Выш. шк., 1990. 326 с.
5. Кравченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы: учебник для вузов / Г.И. Кравченко. М.: Энергия, 1978. 320 с.
6. Ремонт крупных осевых и центробежных насосов: справочник / В.Л. Кузнецов, И.В. Кузнецов, Р.А. Очилов. М.: Энергоатомиздат, 1996. 240 с.
7. Локалов Г.А. Центробежные насосы: конспект лекций / Г.А. Локалов, В.М. Марковский; под ред. К.Э. Аронсона. Екатеринбург: УрФУ, 2011. 76 с.
8. Малюшенко В. В. Энергетические насосы: справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.
9. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В. М. Черкасский. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.
10. Чудаков Е.А. Энциклопедический справочник. Раздел четвертый. Конструирование машин / Е.А. Чудаков. М., 1948. Т. 12. 716 с.
11. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры: учеб. пособие для вузов / А.Н. Шерстюк. М.: Высшая школа, 1972. 344 с.

Учебное издание

Локалов Григорий Александрович,
Марковский Валентин Менделеевич

**ОСЕВЫЕ И ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ
ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ
СТАНЦИЙ**

Редактор Н. П. Кубыщенко
Набор Г. А. Локалова

Подписано в печать 12.02.2016. Формат 70×100/16.
Бумага писчая. Плоская печать. Гарнитура Times.
Уч.-изд. л. 7,0. Усл. печ. л. 11,3. Тираж 100 экз.
Заказ 18

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8(343)375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8(343) 350-56-64, 350-90-13
Факс: 8(343) 358-93-06
E-mail: press-urfu@mail.ru

